

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

THIS PAGE BLANK (USPTO)



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Veröffentlichung
10 DE 197 80 383 T 1

51 Int. Cl.⁸:
B 60 K 17/34

- der internationalen Anmeldung mit der
- 87 Veröffentlichungsnummer: WO 97/37153 in deutscher Übersetzung (Art. III § 8 Abs. 2 int.Pat.ÜG)
 - 21 Deutsches Aktenzeichen: 197 80 383.0
 - 86 PCT-Aktenzeichen: PCT/JP97/01144
 - 86 PCT-Anmeldetag: 2. 4. 97
 - 87 PCT-Veröffentlichungstag: 9. 10. 97
 - 43 Veröffentlichungstag der PCT-Anmeldung in deutscher Übersetzung: 23. 4. 98

DE 197 80 383 T 1

30 Unionspriorität:

8/80348	02. 04. 96	JP
8/92271	15. 04. 96	JP
8/117865	13. 05. 96	JP
8/120633	15. 05. 96	JP
8/123656	17. 05. 96	JP
8/125951	21. 05. 96	JP
8/128223	23. 05. 96	JP
8/132207	27. 05. 96	JP

71 Anmelder:

Fuji Jukogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

74 Vertreter:

BOEHMERT & BOEHMERT, 80801 München

72 Erfinder:

Kobayashi, Toshio, Tokio/Tokyo, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Kraftfahrzeugantriebssystem

DE 197 80 383 T 1

DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anm lder eingereichten Unterlagen entnommen

BOEHMERT & BOEHMERT
ANWALTSSOZIENTÄT

Boehmert & Boehmert - Franz-Joseph-Straße 38 - D-80801 München

An das
Deutsche Patentamt
Zweibrückenstr. 12
80297 München

DR.-ING. KARL BOEHMERT, PA (1897-1972)
DIPLO.-ING. ALBERT BOEHMERT, PA (1914-1997)
WILHELM J.H. STAHLBERG, RA, BREMEN
DR.-ING. WALTER HOORMANN, PA, BREMEN
DIPLO.-PHYS. DR. HEINZ GÖDDAR, PA, MÜNCHEN
DR.-ING. ROLAND LIESEGANG, PA, MÜNCHEN
WOLF-DIETER KUNTZE, RA, BREMEN, ALICANTE
DIPLO.-PHYS. ROBERT MÜNZHUBER, PA (1943-1992)
DR. LUDWIG KOUKER, RA, BREMEN
DR. (CHEM.) ANDREAS WINKLER, PA, BREMEN
MICHAELA HUTH-DIERIG, RA, MÜNCHEN
DIPLO.-PHYS. DR. MARION TÖNHARDT, PA, DÜSSELDORF
DR. ANDREAS EBERT-WEIDENFELDER, RA, BREMEN
DIPLO.-ING. EVA LIESEGANG, PA, BREMEN

PROF. DR. WILHELM NORDEMANN, RA, BRANDENBURG
DR. AXEL NORDEMANN, RA, POTSDAM
DR. JAN BERND NORDEMANN, LL.M., RA, BERLIN
DIPLO.-PHYS. EDUARD BAUMANN, PA, HÖHENKIRCHEN
DR.-ING. GERALD KLÖPSCH, PA, DÜSSELDORF
DR. ANKE SCHIERHOLZ, RA, POTSDAM
DIPLO.-ING. DR. JAN TÖNNIES, PA, RA, KIEL
DIPLO.-PHYS. CHRISTIAN BIEHL, PA, KIEL
DIPLO.-PHYS. DR. DOROTHEE WEBERERLIS, PA, FRANKFURT
DR.-ING. MATTHIAS PHILIPP, PA, BREMEN
DIPLO.-PHYS. DR. STEFAN SCHÖRE, PA, LEIPZIG
MARTIN WIKTIZ, RA, BREMEN
DR. DETMAR SCHÄFER, RA, BREMEN
DIPLO.-CHEM. DR. ROLAND WEHR, PA, DÜSSELDORF
DIPLO.-PHYS. DR.-ING. UWE MANASSE, PA, BREMEN

PA - Patentanwalt / Patent Attorney RA - Rechtsanwalt / Attorney at Law * - European Patent Attorney
Alle zugelassen beim EU-Marktmass, Alicante All admitted at the EU-Trademark Office, Alicante

Ihr Zeichen
Your ref.

Ihr Schreiben
Your Letter of

Unser Zeichen
Our ref.
FL 1040

München

2. Dezember 1997

FUJI JUKOGYO KABUSHIKI KAISHA
7-2, Nishi-Shinjuku 1-Chome
Shinjuku-Ku
Tokyo-To
Japan

Kraftfahrzeugantriebssystem

Die Erfindung betrifft ein Kraftfahrzeugantriebssystem, insbesondere in einer Ausgestaltung, bei der die Antriebsleistung einer Maschine von einem Getriebe veränderbarer Ausgangsdrehzahl wahlweise in einem Vorwärtsfahrtmodus oder einem Rückwärtsfahrtmodus mittels eines Doppelritzel-Planetengetriebes auf zwei Vorderräder oder auf die Vorder- und Hinterachsen des Kraftfahrzeuges aufgeteilt wird, also die vier Vorder- und Hinterräder angetrieben werden.

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem nach dem Stand der Technik hat eine Längsanordnung aus einer Maschine und einem Getriebe gemäß JP-A 51-89066. Gemäß Fig. 1 hat ein solches Kraftfahrzeugantriebssystem einen U-förmigen Antriebsstrang, wobei eine Maschine 1001, ein Drehmomentwandler 1002 und ein Reibscheibengetriebe 1003 variabler Drehzahl koaxial in Längsrichtung hintereinander angeordnet sind, ein Wendegetriebe 1004 mit einem Planetengetriebe zwischen dem Drehmomentwandler 1002 und dem Reibscheibengetriebe 1003 angeordnet ist und die Kraft mittels des Reibscheibengetriebes 1003 über eine Treibwelle 1006 zu einem Differential 1005 übertragen wird, welches unterhalb der Maschine 1001 angeordnet ist.

Dieses Kraftfahrzeugantriebssystem hat jedoch relativ große Länge in Richtung der Fahrzeuglängsachse, weil die Maschine 1001, der Drehmomentwandler 1002, das Wendegetriebe 1004 und das Reibscheibengetriebe 1003 in Längsrichtung hintereinander angeordnet sind. Daher ragt ein hinterer Abschnitt des Kraftfahrzeugantriebssystems in die Wand eines Tunnels unterhalb des Passagierabteils der Fahrzeugkarosserie, wenn das Kraftfahrzeugantriebssystem in den Maschinenraum des Fahrzeugs eingebaut ist, so daß unweigerlich die Wand des Tunnels in das Passagierabteil hineinragen muß. Ferner muß die den Maschinenraum und das Passagierabteil trennende Spritzwand unvermeidlich zum Passagierabteil hin verlagert werden, was den Innenraum des Passagierabteils verkleinert und den Raumkomfort des Passagierabteils nachteilig beeinflusst. Da das Kraftfahrzeugantriebssystem nahe der Spritzwand angeordnet ist, muß das Passagierabteil weiter verkleinert werden, um eine ausreichende Knautschzone zur Erhöhung der Sicherheit bei einem Frontaufprall bereitzustellen, was den Komfort des Passagierabteils noch weiter vermindert. Ferner ist es schwierig, ausreichend Arbeitsraum im Maschinenraum bereitzustellen, was Montage- und Wartungsarbeiten des Kraftfahrzeugantriebssystems im Maschi-

nenraum erschwert.

Bei einem Kraftfahrzeugantriebssystem gemäß Fig. 2, das zum Mildern der beschriebenen Schwierigkeiten vorgeschlagen wurde, sind ein Drehmomentwandler 1002 und ein Reibscheibenge triebe 1003 variabler Drehzahl coaxial hinter einer Maschine 1001 in Längsrichtung angeordnet. Eine Wendegetriebe 1004 und ein Differential 1005 sind unterhalb der Maschine 1001 angeordnet, und die Ausgangsleistung des Getriebes 1003 wird über das Wendegetriebe 1004 und eine Treibwelle 1006 zum Differential 1005 übertragen. Somit ist die Länge des Kraftfahrzeugantriebssystems in Richtung der Längsachse des Fahrzeuges vergleichsweise klein.

Obwohl die Verlagerung des Wendegetriebes von der Stelle zwischen dem Drehmomentwandler und dem Reibscheibenge triebe in einem Bereich unter der Maschine bezüglich der Längenverringerung in Richtung der Längsachse des Fahrzeuges zweckmäßig ist, wird die Gesamthöhe h des Kraftfahrzeugantriebssystems gemäß Fig. 2 erhöht. Die vergleichsweise große Gesamthöhe eines solchen Kraftfahrzeugantriebssystems schafft Einschränkungen bezüglich der Formgestaltung hinsichtlich eines schlanken Vorderbaus und begrenzt die Gestaltungsfreiheit bei der Karosseriegestaltung.

Die oben beschriebenen beiden Kraftfahrzeugantriebssysteme sind für zweiradgetriebene Fahrzeuge bestimmt. Wenn ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug basierend auf den bekannten Kraftfahrzeugantriebssystemen geschaffen werden soll, muß ein Zentraldifferential zwischen Wendegetriebe und Differential eingefügt werden, um die Ausgangsleistung des Wendegetriebes auf die Front- und Heckachse zu verteilen. Folglich steht ein Abschnitt des Getriebestranges unterhalb der Maschine weit nach unten vor, und das Kraftfahrzeugantriebssystem hat einen komplizierten Aufbau.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, die beim Stand der Technik vorhandenen Probleme zu lösen und ein kompaktes Kraftfahrzeugantriebssystem relativ geringer Längs- und Querabmessungen zu schaffen, bei dem die Freiheit bei der Gestaltung der Fahrzeugkarosserie erhöht ist und Raum für eine Knautschzone sowie für Montage- und Wartungsarbeiten bereitgestellt ist.

Ferner ist Aufgabe der Erfindung, ein Kraftfahrzeugantriebssystem einfachen Aufbaus zu schaffen, dessen Komponenten Bestandteile verschiedener Bauarten bilden können, so daß sie aus einer Konstruktion zum Einsatz bei zweiradgetriebenen Fahrzeugen leicht zum Einsatz bei vierradgetriebenen Fahrzeugen modifiziert werden können.

Gemäß einem ersten Aspekt der Erfindung umfaßt ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug eine Maschine, ein von der Maschine getriebenes Getriebe, eine parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Treibwelle zum Übertragen der Kraft zu einem Differential, ein Doppelritzel-Planetengetriebe mit einem Sonnenrad, das betriebsmäßig mit der Treibwelle verbunden ist, ein Eingtriebsglied zum Übertragen der Ausgangsleistung des Getriebes zu einem Träger des Planetengetriebes, eine erste Reibkupplung zum wahlweisen Übertragen der Kraft von dem Träger des Planetengetriebes zur Treibwelle und eine zweite Reibkupplung zum wahlweisen Zulassen einer Drehung eines Ringrades des Planetengetriebes oder zum Hindern dieses Ringrades an einer Drehung. Die ersten und zweiten Reibkupplungen sind wahlweise betätigbar, um das Kraftfahrzeugantriebssystem auf Vorwärtsfahrt oder auf Rückwärtsfahrt einzustellen.

Spezieller umfaßt ein solches Kraftfahrzeugantriebssystem eine Maschine, ein davon angetriebenes Getriebe, eine parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Fronttreibwelle zum Übertragen der Kraft zu inem Frontdifferential,

ein Doppelritzelp-Planetengetriebe mit einem Sonnenrad, das betriebsmäßig mit der Fronttreibwelle verbunden ist, ein Eintriebsglied zum Übertragen der Ausgangsleistung des Getriebes zu einem Träger des Planetengetriebes, eine erste Reibkupplung zum wahlweisen Übertragen der Kraft von dem Träger des Planetengetriebes zur Fronttreibwelle und eine zweite Reibkupplung zum wahlweisen Drehenlassen oder Bremsen eines Ringrades des Planetengetriebes. Wenn das Kraftfahrzeugantriebssystem auf Vorwärtsfahrtmodus eingestellt ist, befindet sich die erste Reibkupplung in einem kraftübertragenden Zustand, während die zweite Reibkupplung sich in ausgerücktem Zustand zum Drehenlassen des Ringrades befindet. Wenn das Kraftfahrzeugantriebssystem auf Rückwärtsfahrtmodus eingestellt ist, ist die erste Reibkupplung ausgerückt und die zweite Reibkupplung hindert das Ringrad an einer Drehung.

Die Komponenten des Kraftfahrzeugantriebssystems sind gleich für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug und ein vierradgetriebenes Fahrzeug, so daß ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug leicht unter Verwendung der Teile eines Kraftfahrzeugantriebssystems für zweiradgetriebene Fahrzeuge eingesetzt werden kann.

Gemäß einem zweiten Aspekt der Erfindung umfaßt ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug zusätzlich zu den Komponenten des Kraftfahrzeugantriebssystems für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug eine Hecktreibwelle, die parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnet ist, um Antriebsleistung auf ein Heckdifferential zu übertragen, und eine fünfte Reibkupplung zum wahlweisen Kuppeln der Fronttreibwelle und der Hecktreibwelle. Das Eintriebsglied dient als Eintriebswählvorrichtung zum wahlweisen Übertragen der Ausgangsleistung des Getriebes auf das Ringrad oder den Träger des Planetengetriebes, wobei die Reibkupplung die Ausgangsleistung des Planetengetriebes auf die

Hecktreibwelle übertragen kann und die Eintriebswählvorrichtung sowie die Reibkupplungen wahlweise einrückbar und ausrückbar sind, um die Ausgangsleistung des Getriebes mittels des Planetengetriebes auf die Fronttreibwelle und die Hecktreibwelle aufzuteilen und das Kraftfahrzeugantriebssystem wahlweise in Vorwärtsfahrtmodus und Rückwärtsfahrtmodus einzustellen.

Gemäß einem dritten Aspekt der Erfindung umfaßt ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug eine Maschine, ein davon angetriebenes Getriebe, eine erste, parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Treibwelle zum Übertragen der Kraft auf eines von zwei Differentialen, eine zweite, parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Treibwelle zum Übertragen der Kraft auf das andere Differential und ein Doppelritzel-Planetengetriebe zum Verteilen der vom Getriebe abgegebenen Ausgangsleistung auf die erste und die zweite Treibwelle und zum Einstellen des Kraftfahrzeugantriebssystems wahlweise auf Vorwärtsfahrt oder Rückwärtsfahrt.

Die Maschine ist in Längsrichtung oder in Querrichtung des Fahrzeuges eingebaut.

Die Ausgangsleistung der Maschine wird auf das Ringrad oder den Träger des Planetengetriebes oder auf das Ringrad oder das Sonnenrad des Planetengetriebes übertragen.

Das Doppelritzel-Planetengetriebe kann coaxial mit der ersten Treibwelle angeordnet sein.

Das Doppelritzel-Planetengetriebe ist vorteilhaft getrennt von dem Getriebe angeordnet, um ein Zwischenfügen der Eintriebswählvorrichtung zwischen das Doppelritzel-Planetengetriebe und das Getriebe zu ermöglichen.

Das Getriebe umfaßt eine Primärwelle, eine dazu parallele Sekundärwelle, ein primäres, auf der Primärwelle montiertes Reibscheibenpaar, ein sekundäres, auf der Sekundärwelle montiertes Reibscheibenpaar und einen zwischen dem primären und dem sekundären Reibscheibenpaar aufgespannten Treibriemen. Das Übersetzungsverhältnis zwischen den entsprechenden Laufdurchmessern des Treibriemens auf dem primären und dem sekundären Reibscheibenpaar wird variiert, um die Kraftübertragungsfunktion mit variabler Drehzahl zu gewährleisten.

Die Erfindung ist im folgenden anhand schematischer Zeichnungen an Ausführungsbeispielen mit weiteren Einzelheiten näher erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 eine schematische Darstellung eines Kraftfahrzeugantriebssystems nach dem Stand der Technik;
- Fig. 2 eine schematische Ansicht eines anderen Kraftfahrzeugantriebssystems nach dem Stand der Technik;
- Fig. 3 einen schematischen Schnitt durch ein Kraftfahrzeugantriebssystem gemäß einer ersten Ausführung der Erfindung;
- Fig. 4 einen Schnitt durch ein Frontdifferential des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 1;
- Fig. 5 eine perspektivische Ansicht eines Frontdifferentials und eines Reibscheibengetriebes mit variabler Drehzahl;
- Fig. 6 einen Schnitt durch eine Transfereinheit gemäß Fig. 2;
- Fig. 7 einen Schnitt in vergrößertem Maßstab eines wesentlichen Teiles der Transfereinheit nach Fig. 6;
- Fig. 8 eine Frontansicht in Richtung des Pfeiles A in Fig. 6;
- Fig. 9 eine schematische Schnittdarstellung zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugan-

- triebssystems nach Fig. 3;
- Fig. 10 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 11 einen schematischen Schnitt zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 3;
- Fig. 12 eine perspektivische Darstellung zur Erläuterung der Funktionsweise des Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 13 eine Tabelle zur Erläuterung der Funktionsweise zweier Reibkupplungen;
- Fig. 14 eine schematische Ansicht eines Kraftfahrzeugantriebssystems gemäß einer zweiten Ausführung der Erfindung;
- Fig. 15 eine Schnittansicht eines wesentlichen Teils des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 14;
- Fig. 16 einen Abschnitt in größerem Maßstab des wesentlichen Teils gemäß Fig. 15;
- Fig. 17 einen schematischen Schnitt zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 14;
- Fig. 18 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 19 eine schematische Schnittansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 14;
- Fig. 20 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 21 eine Tabelle zur Erläuterung der Funktionsweise zweier Reibkupplungen;
- Fig. 22 eine Ansicht eines Kraftfahrzeugantriebssystems gemäß einer dritten Ausführung der Erfindung;
- Fig. 23 einen Schnitt durch das Kraftfahrzeugantriebs-

- systems nach Fig. 22;
- Fig. 24 einen Teilschnitt in größerem Maßstab eines Teils des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 23;
- Fig. 25 eine Frontansicht in Richtung des Pfeiles A in Fig. 23;
- Fig. 26 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 22;
- Fig. 27 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 28 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 22;
- Fig. 29 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 30 eine Tabelle zur Erläuterung der Funktionsweise zweier Reibkupplungen;
- Fig. 31 ein Schema in Draufsicht eines Kraftfahrzeugantriebssystems einer vierten Ausführung der Erfindung;
- Fig. 32 eine Schnittansicht des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 31;
- Fig. 33 einen Teilschnitt in größerem Maßstab eines Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 31;
- Fig. 34 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 31;
- Fig. 35 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 36 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 31;

- systems nach Fig. 22;
- Fig. 24 einen Teilschnitt in größerem Maßstab eines Teils des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 23;
- Fig. 25 eine Frontansicht in Richtung des Pfeiles A in Fig. 23;
- Fig. 26 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 22;
- Fig. 27 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 28 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 22;
- Fig. 29 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 30 eine Tabelle zur Erläuterung der Funktionsweise zweier Reibkupplungen;
- Fig. 31 ein Schema in Draufsicht eines Kraftfahrzeugantriebssystems einer vierten Ausführung der Erfindung;
- Fig. 32 eine Schnittansicht des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 31;
- Fig. 33 einen Teilschnitt in größerem Maßstab eines Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 31;
- Fig. 34 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 31;
- Fig. 35 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 36 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 31;

- Fig. 37 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 38 eine Tabelle zur Erläuterung der Funktionsweise zweier Reibkupplungen;
- Fig. 39 eine typische Ansicht eines Kraftfahrzeugantriebssystems einer fünften Ausführung der Erfindung;
- Fig. 40 einen Schnitt durch ein Kraftfahrzeugantriebssystem nach Fig. 39;
- Fig. 41 einen Teilschnitt in größerem Maßstab des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 40;
- Fig. 42 eine Ansicht in Richtung des Pfeiles A in Fig. 40;
- Fig. 43 eine schematische Schnittansicht von der Seite zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 39;
- Fig. 44 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 45 ein Diagramm zur Erläuterung der Drehmomentaufteilung auf Vorderachse und Hinterachse;
- Fig. 46 eine Schnittansicht von der Seite zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 39;
- Fig. 47 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Betriebsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 48 eine Tabelle zur Erläuterung der Funktionsweise mehrerer Reibkupplungen;
- Fig. 49 eine typische Ansicht eines Kraftfahrzeugantriebssystems nach einer sechsten Ausführung der Erfindung;
- Fig. 50 eine Schnittansicht des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 49;
- Fig. 51 einen Teilschnitt in größerem Maßstab eines

- Teils des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 50;
- Fig. 52 eine Schnittansicht von der Seite zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 49;
- Fig. 53 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 54 eine Schnittansicht von der Seite zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 49;
- Fig. 55 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 56 eine Tabelle zur Erläuterung der Funktionsweise mehrerer Reibkupplungen;
- Fig. 57 eine typische Ansicht eines Kraftfahrzeugantriebssystems nach einer siebten Ausführung der Erfindung;
- Fig. 58 eine Schnittansicht des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 57;
- Fig. 59 einen Teilschnitt in größerem Maßstab durch einen Teil des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 58;
- Fig. 60 eine Frontansicht in Richtung des Pfeiles A in Fig. 58;
- Fig. 61 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 57;
- Fig. 62 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 63 eine schematische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 57;
- Fig. 64 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung

- der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 65 eine Tabelle zur Erläuterung der Funktionsweise mehrerer Reibkupplungen;
- Fig. 66 eine typische Ansicht eines Kraftfahrzeugantriebssystems nach einer achten Ausführung der Erfindung;
- Fig. 67 einen Schnitt durch das Kraftfahrzeugantriebssystem nach Fig. 66;
- Fig. 68 einen Teilschnitt in größerem Maßstab eines Teils des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 67;
- Fig. 69 eine Schnittansicht von der Seite zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 66;
- Fig. 70 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 71 eine schematische Ansicht von der Seite zur Erläuterung der Funktionsweise des Kraftfahrzeugantriebssystems nach Fig. 66;
- Fig. 72 eine perspektivische Ansicht zur Erläuterung der Funktionsweise eines Doppelritzel-Planetengetriebes;
- Fig. 73 eine Tabelle zur Erläuterung der Funktionsweise mehrerer Reibkupplungen.

Kraftfahrzeugantriebssysteme gemäß der Erfindung seien nun in acht Varianten anhand der Zeichnungen beschrieben.

Die Kraftfahrzeugantriebssysteme nach der ersten bis vierten Ausführung sind zum Einsatz bei zweiradgetriebenen Fahrzeugen bestimmt, während solche nach der fünften bis achten Ausführung zum Einsatz bei vierradgetriebenen Fahrzeugen bestimmt sind.

Die Maschine des Kraftfahrzeugs ist bei der ersten, der zweiten, der fünften und der sechsten Ausführung in Längsrichtung eingebaut; während die Maschine bei der dritten, der vierten, der siebenten und der achten Ausführung in Querrichtung eingebaut ist.

Die Kraftfahrzeugantriebssysteme nach der fünften und sechsten Ausführung für vierradgetriebene Fahrzeuge sind basierend auf den Kraftfahrzeugantriebssystemen nach der ersten und zweiten Ausführung für zweiradgetriebene Fahrzeuge produzierbar, während die Kraftfahrzeugantriebssysteme nach der siebenten und der achten Ausführung für vierradgetriebene Fahrzeuge basierend auf den Kraftfahrzeugantriebssystemen nach der dritten und der vierten Ausführung für zweiradgetriebene Fahrzeuge produzierbar sind.

Sämtliche Kraftfahrzeugantriebssysteme gemäß der Erfindung setzen ein Getriebe ein, das einen Drehmomentwandler und ein Reibscheibengetriebe variabler Drehzahl miteinander kombiniert.

Erste Ausführung

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem 100 einer ersten Ausführung gemäß der Erfindung für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug ist nun anhand der Fig. 3 bis 13 beschrieben.

Gemäß Fig. 3 ist bei einem Kraftfahrzeugantriebssystem 100 der ersten Ausführung ein erstes Gehäuse 101 an eine in Längsrichtung angeordnete Maschine angeschlossen. Ein zweites Gehäuse 102 ist hinter dem ersten Gehäuse 101 angeordnet und enthält ein Reibscheibengetriebe 120 variabler Drehzahl. Ein drittes Gehäuse 103 ist hinter dem zweiten Gehäuse 102 angeordnet und enthält eine Transfereinheit 140. Ein viertes Gehäuse 104 ist hinter dem dritten Gehäuse 103 so angeordnet, daß es das offene hintere Ende des dritten Gehäuses 103

abschließt, wobei die genannten Gehäuse in der beschriebenen Reihenfolge hintereinander angeordnet und miteinander verbunden sind. Ein fünftes Gehäuse 105 enthaltend ein Front-differential 130 ist an einen unteren Abschnitt des zweiten Gehäuses 102 angeschlossen, um ein Getriebegehäuse 106 zu bilden. An einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 106 ist eine Ölwanne angebracht.

Die in Längsrichtung eingebaute Maschine 110 hat eine Kurbelwelle 111, welche mit einem Drehmomentwandler 113 mit einer Verriegelungskupplung 112 innerhalb des ersten Gehäuses 101 verbunden ist. Eine Ausgangswelle 114 des Drehmomentwandlers 113 ist mit einer Primärwelle 121 des Reibscheibengetriebes 120 gekuppelt, das im zweiten Gehäuse 102 untergebracht ist. Die Ausgangswelle 114 des Drehmomentwandlers 113 und die Primärwelle 121 sind mit der Kurbelwelle 111 der Maschine 110 koaxial und in Lagern des Getriebegehäuses 106 drehgelagert.

Das Reibscheibengetriebe 120 hat eine Sekundärwelle 122, die seitlich und parallel der Primärwelle 121 angeordnet ist. Ein primäres Reibscheibenpaar 123 und ein sekundäres Reibscheibenpaar 124 sind jeweils auf der Primärwelle 121 und der Sekundärwelle 122 angeordnet. Die Breite des Zwischenraumes zwischen den Reibscheiben des primären Reibscheibenpaares 123 wird von einem primären Zylinderbetätiger 126 verändert, während die Breite des Zwischenraumes zwischen den Reibscheiben des zweiten Reibscheibenpaares 124 mittels eines sekundären Zylinderbetätigers 127 variiert wird. Das primäre Reibscheibenpaar 123 und das sekundäre Reibscheibenpaar 124 sind von einem endlosen Treibriemen 125 umschlungen.

Ein hydraulisches Steuersystem verändert die Breite des Zwischenraumes zwischen den beweglichen und den feststehenden konischen Reibscheiben des primären Reibscheibenpaares 123

und des sekundären Reibscheibenpaares 124 zum Verändern des Verhältnisses zwischen den Laufdurchmessern des Treibriemens am primären Reibscheibenpaar 123 und am sekundären Reibscheibenpaar 124, wodurch die Drehzahl der Sekundärwelle 122 kontinuierlich verändert wird.

Ein primäres Reduktionsrad 128 ist auf der Sekundärwelle 122 angeordnet. Die Kraft wird über ein primäres getriebenes Rad 129, welches im Eingriff mit dem primären Reduktionsrad 128 steht, zur Transfereinheit 140 im dritten Gehäuse 103 und im vierten Gehäuse 104 übertragen. Die Abtriebskraft der Transfereinheit 140 wird beispielsweise über das Frontdifferential 130 auf die Vorderräder übertragen.

Fig. 4 ist ein Schnitt eines wesentlichen Teils des Frontdifferentials 130, während Fig. 5 eine perspektivische Ansicht eines wesentlichen Teils des Frontdifferentials 130 zeigt, wobei das Getriebegehäuse 106 nicht dargestellt ist. Unter Bezugnahme auf die Fig. 4 und 5 ist ein Differentialgehäuse 131 mit einem Getriebegehäuse 131a und einem damit integrierten, im wesentlichen zylindrischen Tellerradträger 131b in Querrichtung angeordnet und zur Drehung in mehreren Lagern 132 im fünften Gehäuse 105 abgestützt. Der Tellerradträger 131b hat einen Flansch 131c, und ein Tellerrad 133 ist am Flansch 131c befestigt. Mit dem Tellerrad 133 kämmt eine Fronttreibwelle 141.

Ein Differential 134 hat ein Paar Ausgleichsritzel 134b, die im Getriebegehäuse 131a auf Ritzelzapfen 134a drehbar unterstützt sind, sowie mit den Ausgleichsritzeln 134b kämmende rechte und linke Seitenräder 134c und 134d. Eine mit dem Seitenrad 134c verbundene Treibwelle 135 erstreckt sich aus dem Differentialgehäuse 131a heraus und durch den Tellerradträger 131b und überträgt eine Antriebskraft auf eines der Vorderräder über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle. Eine mit dem anderen Seitenrad 134d verbundene Treibwelle

136 ragt aus dem Getriebegehäuse 131a heraus und überträgt eine Antriebskraft über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle zu dem anderen Vorderrad.

Von oben gesehen ist das Tellerrad 133 in einer Position zwischen der Primärwelle 121 und der Sekundärwelle 122 unterhalb des Reibscheibengetriebes 120 gelegen. Das Tellerrad 133 und das Getriebegehäuse 131a sind jeweils auf entgegengesetzten Seiten der Primärwelle 121 im fünften Gehäuse 105 angeordnet. Daher kann das Tellerrad 133 kleineren Durchmesser als ein herkömmliches Tellerrad haben, das üblicherweise am äußeren Umfang eines Getriebegehäuses enthaltend das Differential 134 fixiert ist. Somit hat das Frontdifferential 130 eine relativ kleine Gesamtabmessung. Das Reibscheibengetriebe 120 und das Frontdifferential 130 können nahe beieinander dadurch platziert werden, daß das Frontdifferential 130 mit einem mittleren Abschnitt verhältnismäßig kleinen Durchmessers zwischen dem Tellerrad 133 und dem Getriebegehäuse 131a liegt, das jenseits der Primärwelle 121 positioniert ist.

Wie in Fig. 3 gezeigt ist, ist eine kontinuierlich von einer Statorwelle 115 des Drehmomentwandlers 113 angetriebene Ölpumpe im zweiten Gehäuse 102 untergebracht. Die Ölpumpe 116 speist Öl mit Leitungsdruck kontinuierlich zum Versorgen des Drehmomentwandlers 113 und zugehöriger Teile und gewährleistet die hydraulische Steuerung des Reibscheibengetriebes 120 und die hydraulische Steuerung der Transfereinheit 140 mittels eines hydraulischen Reglers 138 basierend auf Signalen, die von einem Fahrgeschwindigkeitssensor 137a, einem Drosselklappenstellungssensor 137b und einem Wählhebelschalter 137c bereitgestellt werden.

Es sei nun die Konstruktion der Transfereinheit 140 anhand der Fig. 3 und 4 beschrieben.

Gemäß Fig. 3 hat die Transfereinheit 140 eine Fronttreibwelle 141, d.h. eine erste Treibwelle, die parallel zur Kurbelwelle 111 der Maschine 110, der Ausgangswelle 114, der Primärwelle 121 und der Sekundärwelle 122 liegt.

Wie aus Fig. 8 hervorgeht, d.h. aus einer Schnittansicht in Richtung des Pfeiles A in Fig. 6, verlaufen die Kurbelwelle 111, die Primärwelle 121, die Sekundärwelle 122 und die Fronttreibwelle 141 parallel zueinander; die Drehachse 111a der Kurbelwelle 111 und die Achse der Primärwelle 121 erstrecken sich coaxial mit der Längsmittelachse der Fahrzeugkarosserie; und die Sekundärwelle 122 ist parallel zur Primärwelle 121 daneben auf im wesentlichen dem gleichen Niveau wie die Primärwelle 121 angeordnet, so daß das primäre Reibscheibenpaar 123 und das sekundäre Reibscheibenpaar 124 auf im wesentlichen dem gleichen Niveau liegen. Wie oben beschrieben, kämmt die Fronttreibwelle 141 mit dem Tellerrad 133 an einer Stelle zwischen der Primärwelle 121 und der Sekundärwelle 122 unterhalb des Reibscheibengetriebes 120, um die Transfereinheit 140 und das Reibscheibengetriebe 120 zu verblocken und so das Kraftfahrzeugantriebssystem als kompakte Konstruktion mit relativ kleiner Höhe zu bilden.

Ein Ritzel 141a an einem Endabschnitt der Fronttreibwelle 141 kämmt mit dem Tellerrad 133 des Frontdifferentials 130. Ein Frontendabschnitt und ein Heckendabschnitt der Fronttreibwelle 141 sind drehbar in einem Kegelrollenlager 141e und einem Nadellager 141f des dritten Gehäuses 103 und des vierten Gehäuses 104 des Getriebegehäuses 106 gelagert.

Die Fronttreibwelle 141 ist über eine Keilverzahnung 141b mit einem Sonnenrad 143 eines Doppelritzel-Planetengetriebes 142 verkeilt, wobei diese Keilverzahnung am Umfang eines mittleren Abschnitts der Treibwelle 141 vorgesehen ist, während eine Keilverzahnung 141c, die mit einem hinteren Endabschnitt einer Hohlwelle 152 am Umfang eines hinteren Endab-

schnittes derselben Treibwelle vorgesehen ist und ein Ölkanal 141d sich zum hinteren Ende der Hohlwelle 152 und an Stellen des Umfangs zu einer Ölkammer 183A, einem Axiallager 151b und einem Nadellager 182b öffnet, wie im folgenden noch beschrieben ist.

Der Innenring des Kegelrollenlagers 141e ist zwischen dem Ritzel 141a und einer auf die Fronttreibwelle 141 aufgeschraubten Verriegelungsmutter 141g gehalten, um die Fronttreibwelle 141 an einer Axialbewegung zu hindern.

Das Doppelritzel-Planetengetriebe 142, das mit der am Umfang des mittleren Abschnitts der Fronttreibwelle 141 ausgebildeten Keilverzahnung 141b in Eingriff ist, umfaßt das über die Keilverzahnung 141b verkeilte Sonnenrad 143, ein Ringrad 144, ein erstes Planetenritzel 145, das mit dem Ringrad 144 kämmt, ein zweites Planetenritzel 146, das mit dem Sonnenrad und dem ersten Planetenritzel 145 kämmt, und einen das erste und das zweite Planetenritzel 145, 146 zur Drehung in Nadellagern 147a unterstützenden Träger 147. Wenn das Ringrad 144 am Getriebegehäuse 106 festgehalten ist, dreht das Sonnenrad 143 in Rückwärtsrichtung bezüglich des Trägers 147 aufgrund der auf den Träger 147 übertragenen Kraft.

Das Sonnenrad 143 ist zwischen einem Axiallager 151a, welches am dritten Gehäuse 103 des Getriebegehäuses 106 mittels einer am Getriebegehäuse 106 fixierten Welle 149 befestigt ist, einem Axiallager 149a, einem Hohlbauteil 150 sowie einem Axiallager 151b gehalten, das an einer koaxial mit der Fronttreibwelle 141 drehenden, in einem Lager 152a am dritten Gehäuse 103 des Getriebegehäuses 106 gelagerten Hohlwelle 152 abgestützt ist, um das Doppelritzel-Planetengetriebe 142 an einer axialen Bewegung zu hindern.

Die feststehende Welle 149 hat im wesentlichen zylindrische Gestalt, umgibt die Fronttreibwelle 141 und besitzt an ihrem

Basisende einen Flansch, der an dem Gehäuse 103 des Getriebegehäuses 106 mit Bolzen befestigt ist.

Das primäre getriebene Rad 129, welches mit dem primären Reduktionsrad 128 kämmt, ist an der fixierten Welle 149 mittels eines Nadellagers 129a drehbar gelagert. Das primäre getriebene Rad 129 ist in einem Abstand L vom Doppelritzel-Planetengetriebe entfernt angeordnet, um Platz für eine dritte Reibkupplung 568 und eine vierte Reibkupplung 578 vorzusehen, die bei einem Kraftfahrzeugantriebssystem nach einer fünften Ausführung der Erfindung vorhanden sind, und zwar zwischen dem primären getriebenen Rad 129 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 142.

Das primäre getriebene Rad 129 und das Doppelritzel-Planetengetriebe 142 sind über ein Eintriebsglied verbunden, das aus einem ersten Verbindungsteil 153a und einem zweiten Verbindungsteil 153b besteht, welches ferner als Nabe der vierten Reibkupplung 578 dient, welche an das erste Verbindungsteil 153a angeschlossen ist.

Auf einer Seite des Doppelritzel-Planetengetriebes 142 entgegengesetzt zu der mit dem Eintriebsglied 153 verbundenen Seite ist eine erste Mehrscheibenkupplung 155 zur wahlweisen Kraftübertragung vom Träger 147 des Doppelritzel-Planetengetriebes 142 auf die Hohlwelle 152 angeordnet.

Die erste Mehrscheibenkupplung 155 hat eine Trommel 156, welche mit der Hohlwelle 152 über eine Keilverzahnung verbunden ist, und eine Nabe 157, welche an den Träger 147 des Doppelritzel-Planetengetriebes 142 angeschlossen ist. Somit kann Kraft von dem Träger 147 über die erste Mehrscheibenkupplung 155 auf die Hohlwelle 152 übertragen werden. Eine Rückhalteplatte 160c, die an einem am inneren Umfang der Trommel 156 fixierten Sprengring 160d anliegt, getriebene Scheiben 160b und treibende Scheiben 160a, welche mit der

Nabe 157 in Umfangsrichtung verriegelt sind, werden durch einen Kolben 159 zusammengedrückt, der in eine Druckkammer 158 eingepaßt ist, und zwar mittels in die Druckkammer 158 eingeleiteten hydraulischen Drucks, um Kraft zu übertragen. Auf der anderen Seite des Kolbens 159, entgegengesetzt seiner der Druckkammer 158 zugewandten Seite, ist ein Halter 161 angeordnet, und eine Rückstellfeder 163 übt einen Druck auf den Kolben 159 zu dessen Rückstellung aus.

Ein hinterer Endabschnitt der Fronttreibwelle 141 und ein hinterer Endabschnitt der Hohlwelle 152 sind durch eine Keilverzahnung 141c verbunden.

Eine zweite Mehrscheibenkupplung 165, d. h. eine zweite Reibkupplung zum wahlweisen Fixieren des Ringrades 144 mit dem Getriebegehäuse 106, ist zwischen dem dritten Gehäuse 103 des Getriebegehäuses 106 und dem Doppelritzelp-Planetengetriebe 142 angeordnet.

In der zweiten Mehrscheibenkupplung 165 werden eine Rückhalteplatte 168c, die an einem am inneren Umfang des Getriebegehäuses 106 fixierten Sprengring 168d anliegt, getriebene Scheiben 168b und treibende Scheiben 168a, die mit einer am Ringrad 144 montierten Nabe in Umfangsrichtung verriegelt sind, mittels eines Kolbens 167 zusammengedrückt, der über einen hydraulischen Druck in einer Druckkammer 166 beaufschlagt wird, um das Ringrad 144 am Getriebegehäuse 106 festzuhalten. Der Kolben 167 ist von Rückstellfedern 170 beaufschlagt.

In einer am unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 106 angebrachten Ölwanne 172 ist ein Steuerventil 173 untergebracht. Das Steuerventil 173 wird von einem hydraulischen Regler 138 basierend auf Signalen gesteuert, die von dem Fahrgeschwindigkeitssensor 137a, dem Drosselklappenstellungssensor 137b und dem Wählhebelschalter 137c bereitge-

stellt werden, um von der Ölpumpe 116 gespeistes Öl wahlweise einer der Druckkammern 158 und 166 der ersten Mehrscheibenkupplung 155 und der zweiten Mehrscheibenkupplung 165 sowie dem Reibscheibengetriebe 120 zuzuführen.

Im folgenden ist die Funktionsweise des so aufgebauten Kraftfahrzeugantriebssystems anhand der schematischen Figuren 9 bis 12 sowie der Fig. 13 beschrieben, welche die Betriebszustände der ersten Mehrscheibenkupplung 155 und der zweiten Mehrscheibenkupplung 165 auflistet. In der Tabelle nach Fig. 13 bezeichnen die leeren Kreise, daß die zugehörigen Mehrscheibenkupplungen eingerückt sind.

Nach Fig. 9 wird die Leistung der Maschine 110 von der Kurbelwelle 111 über den Drehmomentwandler 113 zur Primärwelle 121 des Reibscheibengetriebes 120 übertragen. Die Eingangsdrehzahl der Primärwelle 121 wird kontinuierlich in eine Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 122 aufgrund der Wirkung des primären Reibscheibenpaares 123 und des sekundären Reibscheibenpaares 124 gewandelt, die mittels des Treibriemens 125 verbunden sind. Die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 122 wird aufgrund der Wirkung des primären Reduktionsrades 128 und des primären getriebenen Rades 129 reduziert, und eine kleinere Drehzahl wird dem Eintriebsglied 153 des Trägers 147 des Doppelritzel-Planetengetriebes 142 mitgeteilt. Wenngleich die erste Mehrscheibenkupplung 155 und die zweite Mehrscheibenkupplung 165 ausgerückt sind, wird der Träger 147 drehangetrieben, so daß die Planetenritzel 145 und 146 um das Sonnenrad umlaufen, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist, wobei keine Leistung auf die Fronttreibwelle 141 übertragen wird.

Wenn Vorwärtsfahrt D gewählt ist, wird die erste Mehrscheibenkupplung 155 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 9 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil 173 wird Druck in die Druckkammer 158 ein-

geleitet, um die am Sprengring 160d, welcher am inneren Umfang der Trommel 156 fixiert ist, anliegende Rückhalteplatte 160c, die getriebenen Scheiben 160b und die treibenden Scheiben 160e mittels des Kolbens 159 aufeinander zu pressen, so daß die erste Mehrscheibenkupplung 155 eingerückt wird. Sodann wird die Rotation des primären getriebenen Rades 129 über den Träger 147 des Doppelritzel-Planetengetriebes 142 und die erste Mehrscheibenkupplung 155 auf die Hohlwelle 152 übertragen, wodurch die mit der Hohlwelle 152 verkeilte Fronttreibwelle 141 in gleicher Richtung drehgetrieben wird, in welcher das primäre getriebene Rad 129 dreht, um auf das Frontdifferential 130 Leistung zu übertragen.

Da die zweite Mehrscheibenkupplung 165 ausgerückt ist, um das Ringrad 144 zu entlasten, und der Träger 147 und die Fronttreibwelle 141 sowie die Hohlwelle 152 mittels der ersten Mehrscheibenkupplung 155 gemäß Fig. 10 verblockt sind, rotiert das Doppelritzel-Planetengetriebe 142 gemeinsam mit der Fronttreibwelle 141.

Wenn Rückwärtsfahrt R gewählt wird, wird die erste Mehrscheibenkupplung 155 ausgerückt und die zweite Mehrscheibenkupplung 165 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 11 dick gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil 173 wird Druck in die Druckkammer 166 eingeleitet, um die am Sprengring 168d anliegende Rückhalteplatte 168c, die getriebenen Scheiben 168b und die treibenden Scheiben 168a mittels des Kolbens 167 zusammenzupressen, so daß die zweite Mehrscheibenkupplung 165 eingerückt wird, wodurch das Ringrad 144 an einer Drehung relativ zum Getriebegehäuse 106 gehindert wird.

Folglich rotieren das erste und das zweite Planetenritzel 145, 146 in entgegengesetzten Richtungen und wälzen bei der Drehung des Trägers 147 des Doppelritzel-Planetengetriebes

142 am Ringrad 144 ab, und das Sonnenrad 143 rotiert in einer Richtung entgegengesetzt der Drehrichtung des Trägers 147. Folglich wird die Fronttreibwelle 141 in umgekehrter Richtung angetrieben, um Leistung auf das Frontdifferential 130 zu übertragen.

Das Getriebeverhältnis des Doppelritzel-Planetengetriebes 142 ist im folgenden beschrieben.

Das Getriebeverhältnis des Doppelritzel-Planetengetriebes 142, d.h. das Verhältnis der Drehzahlen der Fronttreibwelle 141 und des Trägers 147 läßt sich ausdrücken zu:

$$\text{Getriebeverhältnis} = [ZS + (-ZR)]/ZS,$$

worin ZS die Zähnezahl des Sonnenrades 143 und ZR die Zähnezahl des Ringrades 144 sind.

Demgemäß kann ein gewünschtes Getriebeverhältnis durch entsprechendes Bestimmen der Zähnezahl ZS des Sonnenrades 143 und der Zähnezahl ZR des Ringrades 144 eingestellt werden.

Wenn $ZS = 37$ und $ZR = 82$ sind, beträgt das Getriebeverhältnis $= [37 + (-82)]/37 = -1,216$,

was ein zweckmäßiges Getriebeverhältnis für Rückwärtsfahrt R darstellt.

Somit ist ein Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus bereitgestellt, der als Hauptkomponenten das Doppelritzel-Planetengetriebe 142, die erste Mehrscheibenkupplung 155 und die zweite Mehrscheibenkupplung 165 umfaßt.

Die Maschine 110, der Drehmomentwandler 113 und das Reibscheibengetriebe 120 sind coaxial und in Längsrichtung angeordnet, und das Doppelritzel-Planetengetriebe 142, die er-

ste Mehrscheibenkupplung 155 und die zweite Mehrscheibenkupplung 165, welche den Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus bilden, sind in der Achse der Fronttreibwelle 141 auf einem Niveau unterhalb desjenigen der Kurbelwelle 111 der Maschine 110 auf einer Seite des Reibscheibengetriebes 120 angeordnet, die entgegengesetzt zu derjenigen liegt, auf welcher der Drehmomentwandler 113 angeordnet ist. Demgemäß wird der obere Teil des Kraftfahrzeugantriebssystems erniedrigt, die Höhe des Antriebssystems wird nicht vergrößert, und das Antriebssystem kann kompakt ausgeführt werden.

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug, wie ein solches nach der fünften Ausführung der Erfindung, umfaßt dieselben Hauptkomponenten wie diejenigen des Kraftfahrzeugantriebssystems der ersten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug, wobei jedoch zusätzlich eine Eintriebswählvorrichtung zwischen das erste getriebene Rad 129 und das Doppelritzel-Planetengetriebe 142 eingebaut ist und ein Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen der Antriebsleistung zu einem Heckdifferential anstelle der Hohlwelle 152 vorgesehen ist, was später noch anhand der fünften Ausführung beschrieben ist.

Zweite Ausführung

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem 200 einer zweiten Ausführung gemäß der Erfindung für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug ist nun anhand der Fig. 14 bis 21 beschrieben.

Gemäß Fig. 14 ist bei dem Kraftfahrzeugantriebssystem 200 der zweiten Ausführung ein Drehmomentwandlergehäuse 201 mit einer in Längsrichtung angeordneten Maschine 210 verbunden, wobei das Drehmomentwandlergehäuse 201 einen Drehmomentwandler 220 enthält; ein Reibscheibengetriebegehäuse 202 ist hinter dem Drehmomentwandlergehäuse 201 angeordnet und enthält ein Reibscheibengetriebe 230 sowie ein Frontdifferential-

al 240; ein hinter dem Reibscheibengetriebegehäuse angeordnetes Gehäuse 204 weist eine später beschriebene Lagerscheibe 203 auf und enthält eine Transfereinheit 250 und eine Endabdeckung 205, die das Heckende des Gehäuses 204 abdeckt, wobei die genannten Komponenten hintereinander in der beschriebenen Reihenfolge angeordnet und miteinander verbunden sind, um ein Getriebegehäuse 206 auszubilden. Eine Ölwanne 207 ist an einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 206 angebracht.

Die in Längsrichtung angeordnete Maschine 210 hat eine mit dem in dem Drehmomentwandlergehäuse 201 angeordneten Drehmomentwandler 220 verbundene Kurbelwelle 211. Eine in dem Drehmomentwandler 220 enthaltene Ausgangswelle 221 ist mit der Primärwelle 231 gekuppelt, die in dem Reibscheibengetriebe 230 des Reibscheibengetriebegehäuses 202 enthalten ist, um Leistung von der Kurbelwelle 211 über den Drehmomentwandler 220 auf die Primärwelle 231 des Reibscheibengetriebes 230 zu übertragen.

Das Reibscheibengetriebe 230 übersetzt eine Eingangsrehzahl kontinuierlich in eine Ausgangsdrehzahl einer Sekundärwelle 232. Die Ausgangsleistung der Sekundärwelle 232 wird auf die in dem Gehäuse 204 enthaltene Transfereinheit 250 übertragen. Die Ausgangsleistung der Transfereinheit 250 wird über ein Differential, beispielsweise das Frontdifferential 240, auf Vorderräder übertragen.

Eine Ölpumpe 208, die kontinuierlich von einer Ölpumpenantriebswelle 224a des Drehmomentwandlers 220 angetrieben wird, ist in dem Drehmomentwandlergehäuse 201 enthalten. Die Ölpumpe 208 liefert kontinuierlich Öl mit einem Leitungsdruck, um das Öl dem Drehmomentwandler 220 und zugehörigen Bauteilen zuzuführen; es ermöglicht die hydraulische Steuerung des Reibscheibengetriebes 230 und ermöglicht die hydraulische Steuerung der Transfereinheit mittels eines

hydraulischen Reglers 208 auf Grundlage von Signalen, die von einem Fahrtgeschwindigkeitssensor 209a, einem Drosselklappenstellungssensor 209b und einem Wählhebelschalter 209c geliefert werden.

Der Drehmomentwandler 220, das Reibscheibengetriebe 230, das Frontdifferential 240 und die Transfereinheit 250 werden im folgenden nacheinander mit Bezug auf die Fig. 14 bis 16 beschrieben.

Wie in Fig. 15 in einem Schnitt dargestellt ist, wird die Ausgangswelle 221 des Drehmomentwandlers 220 koaxial mit der Kurbelwelle 211 drehbar in Kugellagern 231a auf dem Reibscheibengetriebe 202 und der Lagerscheibe 203 getragen.

Die Ausgangswelle 221 hat einen im wesentlichen zylindrischen äußeren Umfang und ist an ihrem Basisende mit einem Flansch ausgestattet, der drehbar von einer an dem Reibscheibengetriebegehäuse 202 mittels Bolzen befestigten Statorwelle 222 umgeben ist. Die einstückig mit einem Flügelrad 224 verbundene Ölpumpenantriebswelle 224a sitzt drehbar auf der Statorwelle 222.

Das Flügelrad 224 ist mittels Bolzens an der Kurbelwelle 211 befestigt, um mit der Kurbelwelle 211 über ein Anlasserringrad 225a zu drehen, welches einen äußeren Umfang aufweist, der einstückig mit dem äußeren Umfang einer Frontabdeckung 225 kombiniert ist und an dem äußeren Umfang der Frontabdeckung 225 ausgebildet ist, sowie eine treibende Scheibe 226.

Eine mittels Keilverzahnungen mit der Ausgangswelle 221 gekuppelte Turbine 227 ist dem Flügelrad 224 gegenüberliegend angeordnet. Ein Stator 228 ist zwischen dem Flügelrad 224 und der Turbine 227 angeordnet und über eine Einwegkupplung 228a an der Statorwelle 222 angebracht.

Eine Verriegelungskupplung 229 ist zwischen der Turbine 227 und der Frontabdeckung 225 angeordnet. Die Ölpumpe, die mit einem von der Ölpumpenantriebswelle 224a drehangetriebenen Innenrad 208a, einem Außenrad, das mit dem Innenrad 208a kämmt, und einem Ölpumpengehäuse 208c ausgestattet ist, ist am Basisende der Statorwelle 222 angebracht.

Wenn die Kurbelwelle 211 dreht, so wird das Flügelrad 224 über die treibende Scheibe 226, welche mittels Bolzen an der Kurbelwelle 211 befestigt ist, das Anlasserringrad 225a und die Frontabdeckung 225 drehangetrieben.

Wenn das Flügelrad 224 dreht, so wird das in dem Flügelrad 224 enthaltene Öl durch Zentrifugalkraft in den Außenbereich befördert, wobei das Öl in die Turbine 227 fließt, um ein Drehmoment auf die Turbine 227 zu übertragen, welches in dieselbe Richtung wirkt, in welcher sich das Flügelrad 224 dreht. Folglich wird die mit der Turbine 227 mittels Keilverzahnungen gekuppelte Ausgangswelle 221 drehangetrieben. Die Fließrichtung des Öls, welches aus der Turbine 227 ausfließt, wird von dem Stator 228 in einer Richtung abgelenkt, so daß die Drehung des Flügelrades 224 unterstützt und das Drehmoment des Flügelrades 224 vergrößert wird. Wenn die Turbine 227 mit hoher Drehzahl dreht, so fließt Öl gegen die Rückseite des Stators 228, um eine Drehung des Stators 228 auf der Einwegkupplung 228a zu veranlassen.

Wenn eine feste Fahrgeschwindigkeit oder Drehzahl erreicht ist, so geht die Verriegelungskupplung 229 mit dem Flügelrad 224 und der Turbine 227 durch die Frontabdeckung 225 in Eingriff, so daß der Drehmomentwandler ohne Schlupf arbeitet; folglich wird die Betriebsgeschwindigkeit der Maschine 210 entsprechend herabgesetzt, wodurch der Treibstoffverbrauch vermindert und die Laufruhe verbessert wird.

Das Reibscheibengetriebe 230 hat eine Primärwelle 231, ine

parallel zur Primärwelle 231 angeordnete Sekundärwelle 232, ein an der Primärwelle 231 angebrachtes primäres Reibscheibenpaar 233, ein an der Sekundärwelle 232 angebrachtes sekundäres Reibscheibenpaar 234 sowie einen Treibriemen 235, der das primäre Reibscheibenpaar 233 und das sekundäre Reibscheibenpaar 234 umschlingt. Die entsprechenden Scheibenzwischenräume des primären Reibscheibenpaares 233 und des sekundären Reibscheibenpaares 234 werden verändert, um das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 233 und des sekundären Reibscheibenpaares 234 zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung zu variieren.

Das primäre Reibscheibenpaar 233, das an der einstückig mit der Ausgangswelle 221 ausgebildeten Primärwelle 231 angebracht ist, weist eine feste konische Reibscheibe 233a auf, die einstückig mit der Primärwelle 231 ausgebildet ist, sowie eine bewegliche konische Reibscheibe 233b, die in axialer Richtung relativ zur festen konischen Reibscheibe 233a beweglich ist. Die feste konische Reibscheibe 233a und die bewegliche konische Reibscheibe 233b müssen den Treibriemen 235 mit einer vorbestimmten Klemmkraft halten, wobei die Breite des Scheibenzwischenraumes, welcher von der festen konischen Reibscheibe 233a und der beweglichen konischen Reibscheibe 233b definiert ist, gleichmäßig steuerbar sein muß, um so den gleichmäßigen Betrieb des Getriebes zum Zwecke der kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung sicherzustellen. Daher sind eine Vielzahl axialer Rillen in den zusammengehörigen Oberflächen der Primärwelle 231 und der beweglichen konischen Reibscheibe 233b ausgebildet, wobei Kugeln 233c in den zusammengehörigen Rillen zur Drehmomentübertragung angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrischer Kolben 237a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 233b befestigt, d. h., an einer Oberfläche, die der festen konischen

Reibscheibe 233a abgewandt ist; eine Druckkammer 237A wird von dem ersten Kolben 237a und einem Zylinder 237b gebildet, wobei der Zylinder mit einem zentralen Abschnitt seiner Grundfläche an der Primärwelle 231 befestigt ist; eine Druckkammer 237B wird dadurch gebildet, daß die entgegengesetzten Enden eines zweiten Kolbens 237d in einem Kolbenbauteil 237c sitzen, welches an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 233b befestigt ist, wobei der erste Kolben 237a und die bewegliche konische Reibscheibe 233b in Richtung auf die feste konische Reibscheibe 233a mittels einer Feder 237e vorgespannt sind, um so einen hydraulischen Betätiger 237 zu bilden.

Ein Ölkanal 231b ist in der Primärwelle 231 so ausgebildet, daß er die Druckkammern 237A und 237B verbindet. Der hydraulische Regler 209 führt einen Steuervorgang auf Grundlage von Signalen aus, welche die Stellung der Drosselklappe und dergleichen darstellen, womit Öl in die Druckkammern 237A und 237B des hydraulischen Betätigers 237 eingeleitet und aus diesen ausgeleitet wird; dies erfolgt über einen Ölkanal 203b, der in der Lagerscheibe 203 ausgebildet ist, sowie einen Kragen 203c, um die bewegliche konische Reibscheibe 233b entlang der Primärwelle 231 zu bewegen und so die Breite des Scheibenzwischenraumes zu variieren.

Die sich parallel zur Primärwelle 231 erstreckende Sekundärwelle 232 ist in Kugellagern 232a auf dem Reibscheibenge triebegehäuse 202 und der Lagerscheibe 203 drehbar gelagert. Das an der Sekundärwelle 232 angebrachte sekundäre Reib scheibenpaar 234 hat eine feste konische Reibscheibe 234a, die einstückig mit der Sekundärwelle 232 ausgebildet ist, sowie eine bewegliche konische Reibscheibe 234b, welche relativ zur festen konischen Reibscheibe 234a in axialer Richtung beweglich ist. Eine Vielzahl axialer Rillen ist in den zusammengehörigen Oberflächen in der beweglichen konischen Reibscheibe 234b und der Sekundärwelle 232 ausgebildet, wo-

bei Kugeln 234c in den zusammengehörigen axialen Rillen zur Drehmomentübertragung angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrisches Bauteil 236a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 234b befestigt; eine Druckkammer 236A wird durch den Zylinder 236a und einen zylindrischen Kolben 236b mit einem an der Sekundärwelle 232 befestigten zentralen Abschnitt gebildet, wobei die bewegliche konische Reibscheibe 234b in Richtung auf die feste konische Reibscheibe 234a mittels einer Feder 236c vorgespannt ist, um so einen hydraulischen Betätiger 236 auszubilden.

Ein Ölkanal 232b ist in der Sekundärwelle 232 so angeordnet, daß er mit der Druckkammer 236A verbunden ist. Der hydraulische Betätiger 209 führt einen Kontrollvorgang auf Grundlage von Signalen aus, welche die Stellung der Drosselklappe darstellen, womit Öl in die Druckkammer 236A des hydraulischen Betätigers 236 eingeleitet und aus dieser ausgeleitet wird; dies erfolgt über einen Ölkanal 204a, der in dem Gehäuse 204 ausgebildet ist, sowie einen Kragen 204b. Ein Treibrad 239 ist an einem Ende der Sekundärwelle 232 angebracht.

Der druckaufnehmende Bereich der beweglichen konischen Reibscheibe 233b des primären Reibscheibenpaares 233 ist größer als derjenige der beweglichen konischen Reibscheibe 234b des sekundären Reibscheibenpaares 234. Wenn Öl in die Druckkammern 237A, 237B und 236A eingeleitet wird und aus diesen herausgeführt wird, so ändern sich daher die Breiten des Zwischenraumes des primären Reibscheibenpaares 233 und des Zwischenraumes des sekundären Reibscheibenpaares 234 zueinander gegenläufig. Somit wird das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 233 und des sekundären Reibscheibenpaares 234 kontinuierlich variiert, um die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 232 kontinuierlich zu verändern.

Das Frontdifferential 240 ist vom Aufbau her identisch wie das Frontdifferential 130 des Kraftfahrzeugantriebssystems der ersten Ausführung und weist die wesentlichen in Fig. 4 in Schnittansicht sowie in Fig. 5 in perspektivischer Ansicht gezeigten Teile auf. Da der Durchmesser eines Tellerrades 243 geringer sein kann als derjenige des Tellerrades eines gewöhnlichen Frontdifferentials, kann das Frontdifferential 240 mit einer geringen Gesamtabmessung ausgebildet werden, und das Reibscheibengetriebe 230 kann eng benachbart zum Frontdifferential 240 angeordnet sein.

Der Aufbau der Transfereinheit wird im folgenden anhand der Fig. 15 und 16 beschrieben.

Gemäß Fig. 14 hat die Transfereinheit 250 eine Treibwelle, z. B. eine Fronttreibwelle 251, welche sich parallel zur Kurbelwelle 211 der Maschine 210, zur Ausgangswelle 221, zur Primärwelle 231 und zur Sekundärwelle 232 erstreckt.

Die parallele Anordnung der Kurbelwelle 211, der Ausgangswelle 221, der Primärwelle 231, der Sekundärwelle 232 und der Fronttreibwelle 251, welche in Blickrichtung des Pfeiles A aus Fig. 15 dargestellt ist, ist identisch zu der Anordnung der entsprechenden Wellen der ersten Ausführung nach Fig. 8. Das Kraftfahrzeugantriebssystem ist mit einer relativ geringen Höhe und mit einem kompakten Aufbau ausgebildet.

Gemäß Fig. 16 ist die Fronttreibwelle 251 mit einem Ritzel 251a ausgestattet, welches mit dem Tellerrad 243 des Frontdifferentials 240 im Frontendbereich kämmt, sowie mit Keilverzahnungen 251b in seinem Heckendbereich. Ein Frontabschnitt der Fronttreibwelle 251 wird drehbar in einem Kegelrollenlager 251d auf der Lagerscheibe 203 gelagert. Ein Parksperrenrad 252 ist auf einem H_{ck}abschnitt der Fronttreibwelle 251 in Eingriff mit den Keilverzahnungen 251b

angebracht und drehbar in einem Kugellager 252a und einem Nadellager 252b auf dem Gehäuse 204 und der Endabdeckung 205 gelagert.

Der Innenring des Kegelrollenlagers 251d wird zwischen dem Ritzel 251a und einer auf die Fronttreibwelle 251 aufgeschraubten Verriegelungsmutter 251e gehalten, um die Fronttreibwelle 251 an einer axialen Bewegung zu hindern. Die Fronttreibwelle 251 ist mit einem Ölkanal 251c ausgestattet, welcher eine Öffnung im Heckende der Fronttreibwelle 251 und eine andere Öffnung in einer Druckkammer 254A aufweist, sowie einem Lagermetall 256c, welches später beschrieben wird.

Eine feste Welle 253 wird von der Lagerplatte 203 gehalten. Die feste Welle 253 hat eine im wesentlichen zylindrische Gestalt und nimmt einen Abschnitt der Fronttreibwelle 251 auf. Die feste Welle 253 ist an ihrem Basisende mit einem Flansch versehen, wobei der Flansch an der Lagerscheibe 203 mittels Bolzen 253a befestigt ist. Eine Öldichtung 254 ist zwischen dem Innenumfang der festen Welle 253 sowie dem Außenumfang der Fronttreibwelle 251 angeordnet, um eine Druckkammer 254A mit der festen Welle 253 und einer später beschriebenen Nabe 256 als Eintriebsglied zu definieren. Die feste Welle 253 ist mit einem sich in die Druckkammer 254A öffnenden Ölkanal 253b versehen. Ebenso ist ein Ölkanal 253c im äußeren Umfang der festen Welle 253 vorgesehen.

Die Nabe 256 sitzt auf der festen Welle 253, und ein Axiallager 256b ist zwischen der Nabe 256 und der festen Welle 253 angeordnet. Die Nabe 256 ist im wesentlichen zylindrisch, an ihrem Basisende drehbar mittels eines Nadellagers 257a an der festen Welle 253 gelagert und in Wirkverbindung mit dem Treibrad 239, das mit dem getriebenen Rad 257 kämmt, um Leistung auf das getriebene Rad 257 zu übertragen. Der Endabschnitt der Nabe 256 wird drehbar von einem Lagermetall 256c auf der Fronttreibwelle 251 gelagert.

Keilverzahnungen 256d sind im Außenumfang eines Endabschnittes der Nabe 256 gebildet, um die Nabe 256 mit dem Sonnenrad 261 eines Doppelritzel-Planetengetriebes 260 zu kuppeln. Bei dem Doppelritzel-Planetengetriebe 260 ist das Sonnenrad 261 mit der Nabe 256 über die Keilverzahnungen 256d gekuppelt; es weist ein Ringrad 262 auf, wobei ein erstes Planetenritzel 263 mit dem Ringrad 262 kämmt; ein zweites Planetenritzel 264 kämmt mit dem Sonnenrad 261 und dem ersten Planetenritzel 263; ein Träger 265 lagert das erste Planetenritzel 263 und das zweite Planetenritzel 264 drehbar mittels Nadel-lagern 265a. Auf das Ringrad 262 aufgebrachte Kraft wird auf das Sonnenrad 261 und den Träger 265 mit einem Drehmoment-aufteilungsverhältnis aufgeteilt, welches von den Abmessungen des Sonnenrades 261 und des Ringrades 262 abhängt. Wenn das Ringrad 262 an dem Gehäuse 204 festgelegt ist, so wird der Träger 265 mittels der auf das Sonnenrad 261 aufgebrachten Kraft in einer Richtung gedreht, die der Drehrichtung des Sonnenrades 262 entgegengesetzt ist.

Das getriebene Rad 257 ist um eine Strecke L von dem Doppelritzel-Planetengetriebe 260 entfernt, um es zu ermöglichen, eine erste Mehrscheibenkupplung 668 und eine zweite Mehrscheibenkupplung 678, d. h. Eintriebswählvorrichtungen 667, zwischen dem getriebenen Rad 257 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 260 anzuordnen, welche in einem Kraftfahrzeugantriebssystem einer später beschriebenen sechsten Ausführung nach der Erfindung enthalten sind.

Eine erste Mehrscheibenkupplung 270 ist zwischen dem getriebenen Rad 257 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 260 angeordnet, um selektiv Leistung von dem getriebenen Rad 257 auf den Träger 265 zu übertragen.

Die erste Mehrscheibenkupplung 270 weist eine über eine Buchse 271a auf der festen Welle 253 getragene Kupplungstrommel 271 auf, welche mit dem getriebenen Rad 257 verbun-

den ist, sowie eine Kupplungsnahe 272, welche mit dem Träger 265 des Doppelritzel-Planetengeriebes 260 verbunden ist. Die erste Mehrscheibenkupplung 270 überträgt selektiv Leistung von dem getriebenen Rad 257 auf den Träger 265. Eine Rückhalteplatte 275c, welche an einem an dem inneren Umfang der Kupplungstrommel 271 befestigten Sprengring 275d anliegt, getriebene Scheiben 275a und treibende Scheiben 275b, welche mit der Kupplungsnahe 257 zusammenwirken, werden mittels eines Kolbens 274 zusammengedrückt, indem eine von der Nabe 256 und der Kupplungstrommel 271 definierte Druckkammer 273 mit einem Druck beaufschlagt wird, um so eine Leistung zu übertragen. Ein Halter 276 ist auf einer Seite des Kolbens 274 angeordnet, welche der anderen Seite desselben, an der die Druckkammer 273 angeordnet ist, entgegengesetzt ist, wobei der Druck einer Rückstellfeder 277 auf den Kolben 274 aufgebracht wird.

Eine zweite Mehrscheibenkupplung 280, d. h. eine zweite Reibkupplung, ist zwischen dem Gehäuse 204 des Getriebegehäuses 206 und dem Ringrad 262 des Doppelritzel-Planetengeriebes 260 angeordnet, um das Ringrad 262 selektiv an dem Gehäuse 204 festzulegen. Die zweite Mehrscheibenkupplung 280 drückt eine an einem an dem Innenumfang des Gehäuses 204 befestigten Sprengring 285d anliegende Rückhalteplatte 285c, getriebene Scheiben 285b und treibende Scheiben 285a, welche mit einer mit dem Ringrad 262 verbundenen Kupplungsnahe 282 zusammenwirken, durch das Aufbringen einer Kraft auf einen in einer Druckkammer 283 sitzenden Kolben 284 zusammen, um so das Ringrad 262 an dem Gehäuse 204 festzulegen. Der Kolben 284 wird durch einen Druck einer Rückstellfeder 287 vorgespannt.

Der Träger 265 des Doppelritzel-Planetengeriebes 260 und das Parksperrenrad 252 werden mittels einer Kraftübertragungsvorrichtung, wie z. B. Keilverzahnungen, verriegelt.

Ein Steuerventil 288 ist in der Ölwanne 207 angeordnet, die mit einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 206 verbunden ist. Das Steuerventil 288 wird von der hydraulischen Steuerung 209 auf Grundlage von Signalen gesteuert, die von einem Fahrgeschwindigkeitssensor 209a, dem Drosselklappenstellungssensor 209b und dem Wählhebelschalter 209c geliefert werden, um Öl, welches aus der Ölpumpe 208 ausgeleitet wird, selektiv auf die entsprechenden Druckkammern 273 und 283 der ersten Mehrscheibenkupplung 270 und der zweiten Mehrscheibenkupplung 280 sowie auf das Reibscheibengetriebe 230 zu verteilen.

Im folgenden ist die Funktionsweise des so aufgebauten Kraftfahrzeugantriebssystems anhand der Fig. 17 bis 20 sowie der Fig. 21 beschrieben, welche die Betriebszustände der ersten Mehrscheibenkupplung 270 und der zweiten Mehrscheibenkupplung 280 auflistet. In der Tabelle nach Fig. 21 bezeichnen die leeren Kreise, daß die zugehörigen Mehrscheibenkupplungen eingerückt sind.

Nach Fig. 14 wird die Leistung der Maschine 210 von der Kurbelwelle 211 über den Drehmomentwandler 220 auf die Primärwelle 231 des Reibscheibengetriebes 230 übertragen. Die Eingangsdrehzahl der Primärwelle 231 wird kontinuierlich in eine Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 232 aufgrund der Wirkung des ersten Reibscheibenpaares 233 und des sekundären Reibscheibenpaares 234 übersetzt, die mittels des Treibriemens 235 verbunden sind. Die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 232 wird aufgrund der Wirkung des Treibrades 239 und des getriebenen Rades 257 herabgesetzt, und eine herabgesetzte Drehzahl wird über die Kupplungstrommel 271 auf die erste Mehrscheibenkupplung 270 übertragen, sowie über die Nabe 256 auf das Sonnenrad 261 des Doppelritz-Planetengetriebes 260.

Obwohl die erste Mehrscheibenkupplung 270 ausgerückt ist und

das Sonnenrad 261 von der Nabe 256 drehangetrieben wird, befinden sich das erste Planetenritzel 263, das zweite Planetenritzel 264 und das Ringrad 262 im Leerlauf, wobei keine Leistung auf den Träger 265 und über den Träger 265 hinaus übertragen wird, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Wenn Fahrbetrieb D, d. h. Vorwärtsfahrt, gewählt ist, so wird die erste Mehrscheibenkupplung 270 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 17 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerungsventil 288 wird ein Druck auf die Druckkammer 273 aufgebracht, um die an dem mit dem Innenumfang der Kupplungsstrommel 257 befestigten Sprengring 275d anliegende Rückhalteplatte 275c, die getriebenen Scheiben 273b und die treibenden Scheiben 273a mittels des Kolbens 274 zusammenzudrücken, so daß die erste Mehrscheibenkupplung 270 eingerückt wird. Dann wird die Drehung des getriebenen Rades 257 über den Träger 265 des Doppelritzel-Planetengeriebes 260 und die Nabe 256 auf das Sonnenrad 261 übertragen, wodurch die mit dem Parksperrenrad 257 mittels der Keilverzahnungen gekuppelte Fronttreibwelle 251 über das mittels Keilverzahnungen mit dem Träger 265 gekuppelte Parksperrenrad 252 in derselben Drehrichtung angetrieben wird, in welcher das getriebene Rad 257 dreht, um so Leistung auf das Frontdifferential 240 zu übertragen.

Daher ist die zweite Mehrscheibenkupplung 280 zur Entlastung des Ringrades 262 des Doppelritzel-Planetengeriebes 260 ausgerückt, wie in Fig. 18 dargestellt, Leistung wird von dem getriebenen Rad 257 über die erste Mehrscheibenkupplung 270 und die Nabe 256 auf den Träger 265 sowie das Sonnenrad 261 übertragen, und das Doppelritzel-Planetengeriebe 260 dreht sich zusammen mit der Fronttreibwelle 251, da der Träger 265 mit der Fronttreibwelle 251 mittels des Parksperrenrades 252 verriegelt ist.

Wenn Rückwärtsfahrt gewählt ist, so ist die erste Mehrscheibenkupplung 270 ausgerückt und die zweite Mehrscheibenkupplung 280 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 19 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Die Druckkammer 283 ist über das Steuerventil 288 mit einem Druck beaufschlagt, um die an den Sprengring 285d anliegende Rückhalteplatte 285c, die getriebenen Scheiben 285b und die treibenden Scheiben 285a mittels des Kolbens 284 zusammenzudrücken, so daß die zweite Mehrscheibenkupplung 280 eingerückt wird, womit das Ringrad 262 an einer Drehung relativ zum Gehäuse 204 gehindert wird.

Folglich, wie in Fig. 19 gezeigt, werden das erste Planetenritzel 263 und das zweite Planetenritzel 264 von dem von der Nabe 256 angetriebenen Sonnenrad 261 angetrieben, so daß diese sich in entgegengesetzte Richtungen drehen und über das Ringrad 282 abwälzen, während der Träger 265 des Doppelritzel-Planetengetriebes 260 sich in einer Richtung dreht, die der Drehrichtung des Sonnenrades 261 entgegengesetzt ist. Folglich wird die Fronttreibwelle 251 in Rückwärtsrichtung drehangetrieben, um Leistung auf das Frontdifferential 240 zu übertragen.

Das Getriebeverhältnis des Doppelritzel-Planetengetriebes 260 ist im folgenden beschrieben.

Das Getriebeverhältnis des Doppelritzel-Planetengetriebes 260, d. h. das Verhältnis der Drehzahlen der Fronttreibwelle 251 und des Sonnenrades 261 läßt sich ausdrücken zu:

$$\text{Getriebeverhältnis} = [ZS + (-ZR)]/ZS,$$

worin ZS die Zähnezahl des Sonnenrades 261 und ZR die Zähnezahl des Ringrades 262 ist.

Demgemäß kann ein gewünschtes Getriebeverhältnis durch ent-

sprechendes Bestimmen der Zähnezahl ZS des Sonnenrades 251 und der Zähnezahl ZR des Ringrades 262 eingestellt werden.

Wenn $ZS = 37$ und $ZR = 82$ sind, so beträgt das
Getriebeverhältnis $= [37 + (-82)]/37 = -1,216$,

was ein zweckmäßiges Getriebeverhältnis für Rückwärtsfahrt R darstellt.

Somit ist ein Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus bereitgestellt, der als Hauptkomponenten das Doppelritzel-Planetengetriebe 260, die erste Mehrscheibenkupplung 270 und die zweite Mehrscheibenkupplung 280 umfaßt.

Die Maschine 210, der Drehmomentwandler 220 und das Reib-scheibengetriebe 230 sind koaxial und in Längsrichtung angeordnet, wobei das Doppelritzel-Planetengetriebe 260, die erste Mehrscheibenkupplung 270 und die zweite Mehrscheibenkupplung 280, welche den Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus bilden, in der Achse der Fronttreibwelle 251 auf einem niedrigeren Niveau als die Kurbelwelle 211 der Maschine 210 auf einer Seite des Reib-scheibengetriebes 230 angeordnet sind, die der Seite entgegengesetzt ist, auf welcher der Drehmomentwandler 220 angeordnet ist. Demgemäß wird der obere Teil des Kraftfahrzeugantriebssystems erniedrigt, die Höhe des Antriebssystems wird nicht vergrößert, und das Antriebssystem kann kompakt ausgeführt werden.

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug, wie ein solches nach der sechsten Ausführung der Erfindung, umfaßt dieselben Hauptkomponenten wie diejenigen des Kraftfahrzeugantriebssystems der zweiten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug, wobei jedoch zusätzlich eine Eintriebswählvorrichtung zwischen dem getriebenen Rad 257 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 260 angeordnet ist sowie eine Nabe und eine Fronttreibwelle für ein vierradge-

sprechendes Bestimmen der Zähnezahl ZS des Sonnenrades 251 und der Zähnezahl ZR des Ringrades 262 eingestellt werden.

Wenn $ZS = 37$ und $ZR = 82$ sind, so beträgt das
Getriebeverhältnis $= [37 + (-82)]/37 = -1,216,$

was ein zweckmäßiges Getriebeverhältnis für Rückwärtsfahrt R darstellt.

Somit ist ein Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus bereitgestellt, der als Hauptkomponenten das Doppelritzel-Planetengetriebe 260, die erste Mehrscheibenkupplung 270 und die zweite Mehrscheibenkupplung 280 umfaßt.

Die Maschine 210, der Drehmomentwandler 220 und das Reib-scheibengetriebe 230 sind coaxial und in Längsrichtung angeordnet, wobei das Doppelritzel-Planetengetriebe 260, die erste Mehrscheibenkupplung 270 und die zweite Mehrscheibenkupplung 280, welche den Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus bilden, in der Achse der Fronttreibwelle 251 auf einem niedrigeren Niveau als die Kurbelwelle 211 der Maschine 210 auf einer Seite des Reib-scheibengetriebes 230 angeordnet sind, die der Seite entgegengesetzt ist, auf welcher der Drehmomentwandler 220 angeordnet ist. Demgemäß wird der obere Teil des Kraftfahrzeugantriebssystems erniedrigt, die Höhe des Antriebssystems wird nicht vergrößert, und das Antriebssystem kann kompakt ausgeführt werden.

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug, wie ein solches nach der sechsten Ausführung der Erfindung, umfaßt dieselben Hauptkomponenten wie diejenigen des Kraftfahrzeugantriebssystems der zweiten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug, wobei jedoch zusätzlich ein Eintriebswählvorrichtung zwischen dem getriebenen Rad 257 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 260 angeordnet ist sowie eine Nabe und eine Fronttreibwelle für ein vierradge-

triebenes Fahrzeug anstelle der Nabe 256 und der Fronttreibwelle 251; zusätzlich ist ein Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen der Antriebsleistung auf ein Heckdifferential anstelle des Parksperrenrades 252 vorgesehen, was später noch anhand der sechsten Ausführung beschrieben ist.

Dritte Ausführung

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem 300 einer dritten Ausführung gemäß der Erfindung ist nun anhand der Fig. 22 bis 30 beschrieben.

Ein Drehmomentwandlergehäuse 301 enthält einen Drehmomentwandler 320 und ist mit einer in Querrichtung angeordneten Maschine 310 verbunden; ein Reibscheibengetriebegehäuse 302 ist neben dem Drehmomentwandlergehäuse 301 angeordnet; es enthält ein Reibscheibengetriebe 330 und ein Differential, z. B. ein Frontdifferential 340; eine Seitenabdeckung 303 sowie eine Endabdeckung 304 mit einer Transfereinheit 305 sind in Kombination mit dem Drehmomentwandlergehäuse 301 angeordnet und aufeinanderfolgend verbunden, um so ein Getriebegehäuse 305 auszubilden. Eine nicht gezeigte Ölwanne ist an einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 305 angebracht.

Eine in der in Querrichtung angeordneten Maschine 310 enthaltene Kurbelwelle 311 ist mit dem im Drehmomentwandlergehäuse 301 enthaltenen Drehmomentwandler 320 verbunden. Eine im Drehmomentwandler 320 enthaltene Ausgangswelle 321 ist mit einer Primärwelle 331 verbunden, die in dem im Reibscheibengetriebegehäuse 302 befindlichen Reibscheibengetriebe 330 enthalten ist, um Leistung von der Kurbelwelle 311 über den Drehmomentwandler 320 auf die Primärwelle 331 des Reibscheibengetriebes 330 zu übertragen.

Eine im Reibscheibengetriebe 330 enthaltene Sekundärwelle

332 dreht mit einer Ausgangsdrehzahl, welche dadurch festgelegt wird, daß die Eingangsdrehzahl des Reibscheibengetriebes 330 variiert wird. Leistung wird von der Sekundärwelle 332 über eine Gegenwellenanordnung 339 auf die Transfereinheit 350 übertragen, welche ihrerseits Leistung über das Frontdifferential 340 auf die Vorderräder überträgt.

Eine Ölpumpe 308 ist in dem Getriebegehäuse 305 angeordnet und kontinuierlich von einer Ölpumpenantriebswelle 324a angetrieben, welche in dem Drehmomentwandler 320 enthalten ist, um Öl mit Leitungsdruck zu liefern. Mit dem Öl wird der Drehmomentwandler 320 versorgt, es ermöglicht die hydraulische Steuerung des Reibscheibengetriebes 330 und gestattet ferner, daß ein hydraulischer Regler 309 die Transfereinheit 350 auf Grundlage von Signalen steuert, die von einem Fahrgeschwindigkeitssensor 309a, einem Drosselklappenstellungssensor 309b und einem Wählhebelschalter 309c geliefert werden.

Der Aufbau des Drehmomentwandlers 320, des Reibscheibengetriebes 330, des Differentials 340 und der Transfereinheit 350 werden nacheinander anhand der Fig. 23 und 24 beschrieben.

Gemäß der Schnittansicht in Fig. 23 weist der Drehmomentwandler eine Ausgangswelle 321 auf, die drehbar in Kugellagern 321a auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 302 und der Seitenabdeckung 303 in koaxialer Anordnung mit der Kurbelwelle 311 gelagert ist.

Die Ausgangswelle 321 ist zum Zwecke der Drehbarkeit von einer Statorwelle 322 umgeben, die einen im wesentlichen zylindrischen äußeren Umfang aufweist und an ihrem Basisende mit einem Flansch versehen ist, der mit einem Ölpumpengehäuse 308c an dem Drehmomentwandlergehäuse 301 mittels Bolzen befestigt ist. Die mit einem Flügelrad 324 verbundene Ölpum-

penantriebswelle 324a sitzt drehbar auf der Statorwelle 322.

Der äußere Umfang des Flügelrades 324 steht mit dem äußeren Umfang einer Frontabdeckung 325 in Verbindung und ist über eine treibende Scheibe 326 mit der Kurbelwelle 311 verbunden, so daß es zusammen mit der Kurbelwelle 311 dreht.

Eine Turbine 327 ist entgegengesetzt zum Flügelrad 324 angeordnet und mit der Ausgangswelle 321 mittels Keilverzahnungen gekuppelt. Ein Stator 328 ist zwischen dem Flügelrad 324 und der Turbine 327 angeordnet und von einer an der Statorwelle 322 angebrachten Einwegkupplung 328a getragen.

Eine Verriegelungskupplung 329 ist zwischen der Turbine 327 und der Frontabdeckung 325 angeordnet. Die Ölpumpe 308 enthält ein Innenrad 308a, welches von der Ölpumpenantriebswelle 324a drehangetrieben wird, und ein Außenrad 308b, welches mit dem Innenrad kämmt; ferner ist ein Ölpumpengehäuse 308c am Basisende der Statorwelle 322 angebracht.

Die Drehung der Kurbelwelle 311 der Maschine 310 wird über die mit der Kurbelwelle 311 verbundene treibende Scheibe 326 und die Frontabdeckung 325 auf das Flügelrad 324 übertragen, um dieses in Drehung zu versetzen.

Wenn sich das Flügelrad 324 dreht, so wird Öl durch Zentrifugalkraft in den Außenbereich des Flügelrades 324 gebracht, und das Öl fließt in die Turbine 327, um so ein Drehmoment auf die Turbine 327 zu übertragen, welches in dieselbe Richtung wirkt, in welcher sich das Flügelrad 324 dreht, so daß die mittels Keilverzahnungen mit der Turbine 327 gekuppelte Ausgangswelle drehangetrieben wird. Die Fließrichtung des Öls, welches aus der Turbine 327 ausfließt, wird von dem Stator 328 in einer Richtung abgelenkt, so daß es die Drehung des Flügelrades 324 unterstützt und das Drehmoment des Flügelrades 324 vergrößert. Wenn die Turbine 327 eine hohe

Drehzahl aufw ist, so fließt Öl gegen die Rückseite des Stators 328, so daß sich der Stator 328 auf der Einwegkupplung 328a dreht.

Wenn eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit oder Drehzahl erreicht ist, so kommt es zum Eingriff der Verriegelungskupplung 329 durch die Frontabdeckung 325 mit dem Flügelrad 324 und der Turbine 327, so daß der Drehmomentwandler ohne Schlupf arbeitet; folglich wird die Arbeitsgeschwindigkeit der Maschine 310 entsprechend vermindert, wodurch der Kraftstoffverbrauch reduziert und die Laufruhe verbessert wird.

Das Reibscheibengetriebe 330 hat eine Primärwelle 331, eine parallel zur Primärwelle 331 angeordnete Sekundärwelle 332, ein primäres Reibscheibenpaar 333, das auf der Primärwelle 331 angebracht ist, ein sekundäres Reibscheibenpaar 334, das auf der Sekundärwelle 332 angebracht ist sowie einen endlosen Treibriemen 335, welcher das primäre Reibscheibenpaar 333 und das sekundäre Reibscheibenpaar 334 umschlingt. Die jeweiligen Breiten der Zwischenräume zwischen den Reibscheiben des primären Reibscheibenpaares 333 und den Reibscheiben des sekundären Reibscheibenpaares 334 werden verändert, um so das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 333 und des sekundären Reibscheibenpaares 334 zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung zu variieren.

Das primäre Reibscheibenpaar 333, das auf der einstückig mit der Ausgangswelle 321 ausgebildeten Primärwelle 331 angebracht ist, weist eine einstückig mit der Primärwelle 331 ausgebildete feste konische Reibscheibe 333a auf sowie eine bewegliche konische Reibscheibe 333b, die relativ zur festen konischen Reibscheibe 333a in axialer Richtung beweglich ist. Die feste konische Reibscheibe 333a und die bewegliche konische Reibscheibe 333b müssen den Treibriemen 335 mit einer vorbestimmten Klemmkraft halten, wobei die Breite des

Zwischenraumes, der durch die feste konische Reibscheibe 333a und die bewegliche konische Reibscheibe 333b festgelegt ist, gleichmäßig steuerbar sein muß, um den gleichmäßigen Betrieb des Getriebes bei kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerungen sicherzustellen. Daher ist eine Vielzahl axialer Rillen in den zusammengehörigen Oberflächen der Primärwelle 331 und der beweglichen konischen Reibscheibe 333b vorgesehen, wobei Kugeln 333c in den zusammengehörigen Rillen zur Drehmomentübertragung angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrischer Kolben 337a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 333b angebracht, d. h., an der Seite, die der festen konischen Reibscheibe 333a abgewandt ist. Eine Druckkammer 337A wird durch den Kolben 337a und einen Zylinder 337b ausgebildet, der eine Grundfläche mit einem zentralen Abschnitt aufweist, der an der Primärwelle 331 befestigt ist, wobei die bewegliche konische Reibscheibe 333b von einer Feder 337c in Richtung der festen konischen Reibscheibe 333a vorgespannt ist, um so einen hydraulischen Betätiger 337 zu bilden.

Ein Ölkanal 331b ist in der Primärwelle 331 so ausgebildet, daß er mit der Druckkammer 337A verbunden ist. Der hydraulische Regler 309 führt einen Steuervorgang auf Grundlage von Signalen aus, welche die Stellung der Drosselklappe und dergleichen darstellen, wobei Öl in die Druckkammer 337A des hydraulischen Betätigers 337 eingeleitet und aus dieser abgeleitet wird. Dies erfolgt über einen Ölkanal 303a, der in der Seitenabdeckung 303 ausgebildet ist, um die bewegliche konische Reibscheibe 333b entlang der Primärwelle 331 zu bewegen und so die Breite des Reibscheibenzwischenraums zu variieren.

Die sich parallel zur Primärwelle 331 erstreckende Sekundärwelle 332 ist drehbar in einem Rollenlager 332a und einem Kugellager 332b auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 302 und

der Seitenabdeckung 303 gelagert. Das auf der Sekundärwelle 332 angebrachte sekundäre Reibscheibenpaar 334 weist eine einstückig mit der Sekundärwelle 332 ausgebildete feste konische Reibscheibe 334a auf sowie eine bewegliche konische Reibscheibe 334b, die relativ zur festen konischen Reibscheibe 334a in axialer Richtung beweglich ist. Eine Vielzahl axialer Rillen sind in den zusammengehörigen Oberflächen der beweglichen konischen Reibscheibe 334b und der Sekundärwelle 332 ausgebildet, wobei Kugeln 334c in den zusammengehörigen axialen Rillen zur Drehmomentübertragung von dem sekundären Reibscheibenpaar 334 auf die Sekundärwelle 332 angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrisches Bauteil 336a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 334b befestigt, wobei eine Druckkammer 336A von dem Zylinder 336a und einem zylindrischen Kolben 336b gebildet wird, der einen mit der Sekundärwelle 332 verbundenen zentralen Abschnitt aufweist. Die bewegliche konische Reibscheibe 334b ist in Richtung der festen Reibscheibe 334a mittels einer Feder 336c vorgespannt, um so einen hydraulischen Betätiger 336 zu bilden.

Ein Ölkanal 332c ist in der Sekundärwelle 332 so ausgebildet, daß er mit der Druckkammer 336A verbunden ist. Der hydraulische Regler 309 führt einen Steuerungsvorgang auf Grundlage von Signalen aus, die die Stellung der Drosselklappe und dergleichen darstellen, wobei Öl in die Druckkammer 336A des hydraulischen Betätigers eingeleitet und aus dieser ausgeleitet wird. Dies erfolgt über einen Ölkanal 301a, der in dem Drehmomentwandlergehäuse 301 ausgebildet ist. Ein Treibrad 338 ist an einem Ende der Sekundärwelle 332 angebracht.

Der druckaufnehmende Bereich der beweglichen konischen Reibscheibe 333b des primären Reibscheibenpaares 333 ist größer

als derjenige der beweglichen konischen Reibscheibe 334b des zweiten Reibscheibenpaares 334. Wenn Öl in die Druckkammern 337A und 336A eingeleitet wird und aus diesen herausgeführt wird, so ändern sich daher die Breiten des Zwischenraumes des primären Reibscheibenpaares 333 und des Zwischenraumes des sekundären Reibscheibenpaares 334 zueinander gegenläufig. Somit wird das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 333 und des sekundären Reibscheibenpaares 334 kontinuierlich variiert, um die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 332 kontinuierlich zu verändern.

Die Drehung der sekundären Welle 332 wird über das Treibrad 338 auf die Gegenwellenanordnung 339 mit verminderter Drehzahl übertragen. Die Drehung der Gegenwellenanordnung 339 wird über ein treibendes Rad 354 und eine Kraftübertragungswelle 353, die mit dem getriebenen Rad 354 verbunden ist, auf die Transfereinheit 350 übertragen.

Die Gegenwellenanordnung 339 enthält eine Welle 339a, die an ihren entgegengesetzten Enden drehbar in einem Nadellager 339e und einem Rollenlager 339f auf dem Drehmomentwandlergehäuse 301 und dem Reibscheibengetriebegehäuse 302 gelagert ist, wobei ein getriebenes Rad 339c fest an der Welle 339a befestigt ist und mit dem Treibrad 338 kämmt. Ein Treibrad 339d ist einstückig mit der Welle 339a ausgebildet und kämmt mit dem getriebenen Rad 354.

Die jeweiligen Konstruktionen des Frontdifferentials 340 und der Transfereinheit 350 werden im folgenden anhand der Fig. 23 und der Fig. 24 beschrieben, welche einen wesentlichen Teil der Konstruktion, die in Fig. 23 gezeigt ist, vergrößert darstellt.

Das Frontdifferential 340 b findet sich in einem Differentialgehäuse 341, das zwischen einem getriebenen Rad 354 mit einem zylindrischen Vorsprung 354a, der in einem Kugellager

354b auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 302 getragen ist, und einer im wesentlichen zylindrischen Übertragungswelle 353, welche drehbar in einem Kugellager 353a auf dem Drehmomentwandlergehäuse 301 gelagert ist.

Das Frontdifferential 340 hat ein hohles Differentialgehäuse 342, welches drehbar in einem von dem im wesentlichen zylindrischen Vorsprung 354a des getriebenen Rades 354 gebildeten ausgedehnten Bauteil sitzt, wobei das getriebene Rad 354 einstückig mit einer Fronttreibwelle 351 ausgebildet ist, sowie die Übertragungswelle 353. Ein Paar Ausgleichsritzel 343b sind in dem Differentialgehäuse 342 angeordnet und werden von einer Ritzelwelle 343a getragen, die an ihren entgegengesetzten Enden von dem Differentialgehäuse 342 getragen wird. Ein linksseitiges Rad 343c und ein rechtsseitiges Rad 343d kämmen mit dem Paar Ausgleichsritzel 343b, wobei ein Differential 343 gebildet wird.

Eine mit dem Seitenrad 343c verbundene Treibwelle 344 erstreckt sich durch das Differentialgehäuse 342 und das Reibscheibengetriebegehäuse 302 und überträgt Kraft über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle auf eines der Vorderräder. Eine mit dem anderen Seitenrad 343d verbundene Treibwelle 345 erstreckt sich durch das Differentialgehäuse 342 und die Fronttreibwelle 351, die einstückig mit dem Differentialgehäuse 342 ausgebildet ist, wobei sie Kraft über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle auf das andere Vorderrad überträgt.

Wie in Fig. 22 zu sehen ist, ist die Fronttreibwelle 351 der Transfereinheit 350 parallel zur Kurbelwelle 311 der Maschine 310, der Ausgangswelle 321, der Primärwelle 331 und der Sekundärwelle 332.

Die Kurbelwelle 311, die Primärwelle 331, die Sekundärwelle 332 und die Fronttreibwelle 351, die sich parallel zueinan-

der erstrecken, sind so angeordnet, wie es in der Fig. 25 in der Blickrichtung des Pfeiles A der Fig. 23 gezeigt ist; die Kurbelwelle 311 mit einer Drehachse 311a und die Primärwelle 331 erstrecken sich koaxial entlang der Breite der Fahrzeugkarosserie, die Sekundärwelle 332 ist hinter der Primärwelle 331 und parallel zu dieser auf einem höheren Niveau als die Primärwelle 331 angeordnet, das sekundäre Reibscheibenpaar 334 ist gegenüber dem primären Reibscheibenpaar 333 angeordnet und die Fronttreibwelle 351 ist unterhalb und parallel der Sekundärwelle 332 angeordnet. Folglich ist das Antriebssystem mit einem kompakten Aufbau ausgestattet, der relativ geringe Abmessungen in Quer- und in Längsrichtung aufweist, so daß das Montieren des Antriebssystems im Maschinenraum erleichtert und die Kompatibilität des Antriebssystems verbessert wird. Dies gilt sowohl im Zusammenhang mit einer Fahrzeugkarosserie, die zur Ausrüstung mit einem Schaltgetriebe (MT) ausgelegt ist als auch mit einer Fahrzeugkarosserie, die zur Ausrüstung mit einem automatischen Getriebe (AT) ausgelegt ist.

Die einstückig mit dem Differentialgehäuse 342 ausgebildete Fronttreibwelle 351 weist ein Ende auf, welches drehbar über die Getriebewelle 353 gelagert ist, wobei das Kugellager 353a die Getriebewelle 353 auf dem Drehmomentwandlergehäuse 301 trägt. Das andere Ende der Fronttreibwelle 351 ist drehbar in einem Nadellager 351c an der Endabdeckung 304 gelagert.

Die Fronttreibwelle 351 ist in einem mittleren Abschnitt mit Keilverzahnungen 351a ausgestattet, die mit dem Sonnenrad 356 des Doppelritzel-Planetengetriebes 355 kämmen, wobei Keilverzahnungen 351b an einer Kupplungstrommel 366, die in einer ersten Mehrscheibenkupplung 365, d. h. einer ersten Reibkupplung, enthalten ist, in einem Bereich nahe der Keilverzahnungen 351a angreifen.

Das Doppelritzel-Planetengetriebe 355, welches auf dem mit den Keilverzahnungen 351a versehenen mittleren Abschnitt der Fronttreibwelle 351 angebracht ist, weist ein Sonnenrad 356 auf, das mit den Keilverzahnungen 351a kämmt, ein Ringrad 357, ein erstes Planetenritzel 358, welches mit dem Ringrad 357 kämmt, ein zweites Planetenritzel 359, welches mit dem ersten Planetenritzel 358 und dem Sonnenrad 357 kämmt, sowie einen Träger 360, der das erste Planetenritzel 358 und das zweite Planetenritzel 359 drehbar in Nadellagern 360a lagert. Wenn das Ringrad 357 am Getriebegehäuse 305 festgelegt ist, so dreht sich das Sonnenrad 356 in einer der Drehrichtung des Trägers 360 entgegengesetzten Richtung.

Das Doppelritzel-Planetengetriebe 355 wird an einer axialen Bewegung gehindert, indem das Sonnenrad 356 zwischen einem Axiallager 356a und einem über die Kupplungstrommel 366 von der Endabdeckung 304 getragenen Axiallager 356b gehalten ist.

Die Getriebewelle 353 steht mit dem Träger 360 des Doppelritzel-Planetengetriebes 355 über ein Verbindungsteil in Wirkverbindung, wobei ein Ende mit der Keilverzahnung der Getriebewelle 353 verkeilt ist, sowie einem Kupplungsbauteil 362, welches einer Kupplungsnahe 779 entspricht, die in einer zweiten Mehrscheibenkupplung 778 einer siebten Ausführung enthalten ist. Die Getriebewelle 353 und das Verbindungsteil 361 bilden ein Eintriebsglied 363. Das Verbindungsteil 361 ist drehbar auf einem Axiallager 364a getragen, das von einer im wesentlichen zylindrischen einstückig mit dem Drehmomentwandlergehäuse 301 ausgebildeten festen Welle 364 getragen ist.

Die erste Mehrscheibenkupplung 365 arbeitet als erste Reibkupplung, mittels welcher die Fronttreibwelle 351 und der Träger 360 des Doppelritzel-Planetengetriebes 355 zur Kraftübertragung wahlweise verbunden werden. Eine zweite Mehr-

scheibenkupplung 375 arbeitet als zweite Reibkupplung, mittels welcher das Ringrad des Doppelritzel-Planetengetriebes 355 wahlweise an dem Getriebegehäuse 305 festgelegt wird.

Bei der ersten Mehrscheibenkupplung 365 steht die Kupplungstrommel über die Keilverzahnung 351b mit der Fronttreibwelle 351 in Eingriff, wobei eine Kupplungsnabe 367 mit dem Träger 360 des Doppelritzel-Planetengetriebes 355 verbunden ist, um so die Verbindung der Fronttreibwelle 351 mit dem Träger 360 zur Kraftübertragung zu ermöglichen. Eine Rückhalteplatte 370c, die an einem am inneren Umfang der Kupplungstrommel 366 fixierten Sprengring 370d anliegt, getriebene Scheiben 370b und treibende Scheiben 370a, die mit der Kupplungsnabe 367 zusammenarbeiten, werden mittels eines Kolbens 369 durch einen Druck zusammengedrückt, mit dem eine Druckkammer 368 beaufschlagt ist, um Kraft zu übertragen. Auf den Kolben 369 wird mittels einer Rückstellfeder 373 ein Druck aufgebracht.

Die zweite Mehrscheibenkupplung 375 legt das Ringrad 357 am Getriebegehäuse 305 fest, wenn eine Rückhalteplatte 380c, die an einem am inneren Umfang des Endgehäuses 304 fixierten Sprengring 380d anliegt, getriebene Scheiben 380b und treibende Scheiben 380a, die mit der Kupplungsnabe 377 zusammenarbeiten, mittels eines Kolbens 379 durch einen Druck zusammengedrückt werden, mit dem eine Druckkammer 378 beaufschlagt ist. Auf den Kolben 369 wird ein Druck über eine Rückstellfeder 383 aufgebracht.

Ein Steuerventil ist in der Ölwanne angeordnet, welche mit einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 305 verbunden ist. Das Steuerventil wird von der hydraulischen Steuerung 309 auf Grundlage von Signalen gesteuert, die von dem Fahrgeschwindigkeitssensor 309a, dem Drosselklappenstellungssensor 309b und dem Wählhebelschalter 309c geliefert werden. So wird Öl, welches aus der Ölpumpe ausgeleitet wird, selektiv den jeweiligen Druckkammern 368 und 378 der ersten Mehr-

scheibenkupplung 365 und der zweiten Mehrscheibenkupplung 375 sowie dem Reibscheibengetriebe 330 zugeführt.

Im folgenden ist die Funktionsweise des so für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug aufgebauten Kraftfahrzeugantriebsystems anhand der Fig. 28 und 29 beschrieben, wobei Fig. 30 die Betriebszustände der ersten Mehrscheibenkupplung 365 und der zweiten Mehrscheibenkupplung 375 auflistet. In der Tabelle nach Fig. 30 bezeichnen die leeren Kreise, daß die zugehörigen Mehrscheibenkupplungen eingerückt sind.

Die Leistung der Maschine 310 wird von der Kurbelwelle 311 über den Drehmomentwandler 320 auf die Primärwelle 331 des Reibscheibengetriebes 330 übertragen. Eine Eingangsdrehzahl der Primärwelle 331 wird kontinuierlich in eine Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 332 übersetzt. Dies erfolgt durch die Wirkung des primären Reibscheibenpaares 333 und des sekundären Reibscheibenpaares 334, welche von dem Treibriemen 335 umschlungen sind. Die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 332 wird durch die Wirkung des Treibrades 338, die Gegenwellenanordnung 339 und das getriebene Rad 354 vermindert, wobei die verminderte Drehzahl über das Verbindungssteil 361 auf den Träger 360 des Doppelritzel-Planetengetriebes 355 übertragen wird. Auch wenn sowohl die erste Mehrscheibenkupplung 365 als auch die zweite Mehrscheibenkupplung 375 ausgerückt sind und sich der Träger 360 dreht, wobei das erste Planetenritzel 358 und das zweite Planetenritzel 359 über das Sonnenrad 356 abwälzen, so wird dennoch keine Leistung auf die Fronttreibwelle 351 und darüber hinaus übertragen, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Wenn Fahrbetrieb D, d. h. Vorwärtsfahrt, gewählt ist, so wird die erste Mehrscheibenkupplung 365 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 26 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil wird Druck in die

Druckkammer 368 geleitet, um die am Sprengring 370d, welcher am inneren Umfang der Trommel 366 fixiert ist, anliegende Rückhalteplatte 370c, die getriebenen Scheiben 370b und die treibenden Scheiben 370a, welche mit der Kupplungsnahe 367 zusammenarbeiten, mittels des Kolbens 369 zusammenzudrücken, so daß die erste Mehrscheibenkupplung 365 eingerückt wird. Sodann wird die Drehung der Übertragungswelle 353 über den Träger 360 des Doppelritzel-Planetengetriebes 355 und die erste Mehrscheibenkupplung 365 auf die Fronttreibwelle 351 übertragen, wodurch die Fronttreibwelle 351c in gleicher Richtung drehangetrieben wird, in der sich die Übertragungswelle 353 dreht, um auf das Frontdifferential 340 Leistung zu übertragen.

Die zweite Mehrscheibenkupplung 375 ist ausgerückt, um das Ringrad 357 des Doppelritzel-Planetengetriebes 355 zu entlasten, wie in Fig. 27 gezeigt, wobei die erste Mehrscheibenkupplung 365 eingerückt ist, um den Träger 360 in Wirkverbindung mit der Treibwelle 351 zu bringen, so daß das Doppelritzel-Planetengetriebe 355 zusammen mit der Treibwelle 351 dreht.

Wenn Rückwärtsfahrt R gewählt wird, so wird die erste Mehrscheibenkupplung 365 ausgerückt und die zweite Mehrscheibenkupplung 375 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 28 dick gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil wird Druck in die Druckkammer 378 geleitet, um die am Sprengring 380d anliegende Rückhalteplatte 380c, die treibenden Scheiben 380a sowie die getriebenen Scheiben 380b mittels des Kolbens 379 zusammenzupressen, so daß die zweite Mehrscheibenkupplung 375 eingerückt wird, wodurch das Ringrad 357 an einer Drehung relativ zum Getriebegehäuse 305 gehindert wird.

Wie in Fig. 29 gezeigt, drehen das erste Planetenritzel 358 und das zweite Planetenritzel 359 folglich in entgegenge-

setzten Richtungen und wälzen über das Ringrad 357 ab, um das Sonnenrad 356 in einer Richtung zu drehen, die der Drehrichtung des Trägers 360 entgegengesetzt ist. Somit wird die Fronttreibwelle 351 in umgekehrter Richtung drehangetrieben, um Leistung auf das Frontdifferential 340 zu übertragen.

Das Getriebeverhältnis des Doppelritzel-Planetengeriebes 355 ist im folgenden beschrieben.

Das Getriebeverhältnis des Doppelritzel-Planetengeriebes 355, d. h., das Verhältnis der Drehzahlen der Fronttreibwelle 351 und des Trägers 360 läßt sich ausdrücken zu:

$$\text{Getriebeverhältnis} = [ZS + (-ZR)]/ZS,$$

worin ZS die Zähnezah! des Sonnenrades 356 und ZR die Zähnezah! des Ringrades 357 sind.

Demgemäß kann ein gewünschtes Getriebeverhältnis durch entsprechendes Bestimmen der Zähnezah! ZS des Sonnenrades 356 und der Zähnezah! ZR des Ringrades 357 eingestellt werden.

Wenn $ZS = 37$ und $ZR = 82$ sind, beträgt das

$$\text{Getriebeverhältnis} = [37 + (-82)]/37 = -1,216,$$

was ein zweckmäßiges Getriebeverhältnis für Rückwärtsfahrt R darstellt.

Somit ist ein Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus bereitgestellt, der als Hauptkomponenten das Doppelritzel-Planetengeriebe 355, die erste Mehrscheibenkupplung 365 und die zweite Mehrscheibenkupplung 375 umfaßt.

Die Maschine 310, der Drehmomentwandler 320 und das Reibscheibengetriebe 330 sind koaxial und in Querrichtung ange-

ordnet. Das Doppelritzelp-Planetengetriebe 355, die erste Mehrscheibenkupplung 365 und die zweite Mehrscheibenkupplung 375, welche den Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus bilden, sind in der Achse der Fronttreibwelle 351 auf einem Niveau unterhalb der Kurbelwelle 311 der Maschine 310 auf einer Seite des Reibscheibengetriebes 330 angeordnet, die entgegengesetzt zu derjenigen liegt, auf welcher der Drehmomentwandler 320 angeordnet ist. Demgemäß wird der obere Teil des Kraftfahrzeugantriebssystems erniedrigt, die Höhe des Antriebssystems wird nicht vergrößert, und das Antriebssystem kann kompakt ausgeführt werden; es liegt eine größere Freiheit bei der Gestaltung der Fahrzeugkarosserie vor, und ein Raum für eine Knautschzone sowie für die Arbeit beim Einbau und Ausbau des Getriebes kann in einfacher Weise bereitgestellt werden.

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug, wie ein solches nach der siebten Ausführung der Erfindung, umfaßt dieselben Hauptkomponenten wie diejenigen des Kraftfahrzeugantriebssystems der dritten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug, wobei jedoch eine Eintriebswählvorrichtung anstelle des Verbindungsteiles 361 des vorangehenden Antriebssystems für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug eingebaut ist. Zusätzlich ist ein Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen der Antriebsleistung zu einem Heckdifferential eingebaut, was später noch anhand der siebten Ausführung beschrieben ist.

Vierte Ausführung

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem 400 einer vierten Ausführung gemäß der Erfindung ist nun anhand der Fig. 31 bis 38 beschrieben.

Ein Drehmomentwandlergehäuse 401 enthält einen Drehmomentwandler 420 und ist mit einer in Querrichtung angeordneten

Maschine 410 verbunden. Ein Reibscheibengetriebegehäuse 402 ist neben dem Drehmomentwandlergehäuse 401 angeordnet und enthält ein Reibscheibengetriebe 430 sowie ein Differential, beispielsweise ein Frontdifferential 440. Eine Seitenabdeckung 403 und eine Endabdeckung 404 enthalten eine Transfer-einheit 450. Diese sind in Kombination mit dem Drehmomentwandlergehäuse 401 angeordnet und aufeinanderfolgend verbunden, um ein Getriebegehäuse 405 zu bilden. Eine nicht gezeigte Ölwanne ist an einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 405 angebracht.

Eine in der in Querrichtung angeordneten Maschine 410 enthaltene Kurbelwelle 411 ist mit dem Drehmomentwandler 420 verbunden, der sich in dem Drehmomentwandlergehäuse 401 befindet. Eine in dem Drehmomentwandler 420 enthaltene Ausgangswelle 421 ist mit einer Primärwelle 431 verbunden, die in dem Reibscheibengetriebe 430 enthalten ist, welche sich in dem Reibscheibengetriebegehäuse 402 befindet, um Leistung von der Kurbelwelle 411 über den Drehmomentwandler 420 auf die Primärwelle 431 des Reibscheibengetriebes 430 zu übertragen.

Eine in dem Reibscheibengetriebe 430 enthaltene Sekundärwelle 432 dreht mit einer Ausgangsdrehzahl, die durch Variation einer Eingangsdrehzahl des Reibscheibengetriebes 430 bestimmt ist. Leistung wird von der Sekundärwelle 432 über eine Gegenwellenanordnung 439 auf die Transfereinheit 450 übertragen, welche ihrerseits Leistung über das Frontdifferential 440 auf die Vorderräder überträgt.

Eine Ölpumpe 408 ist in dem Getriebegehäuse 405 angeordnet und kontinuierlich von einer Ölpumpenantriebswelle 424a angetrieben, die sich in dem Drehmomentwandler 420 befindet, um Öl bei Leitungsdruck abzugeben. Das Öl versorgt den Drehmomentwandler 420, ermöglicht die hydraulische Steuerung des Reibscheibengetriebes 430 und ermöglicht, daß in hydrauli-

scher Regler 409 die Transfereinheit 450 auf Grundlage von Signalen steuert, die von einem Fahrgeschwindigkeitssensor 409a, einem Drosselklappenstellungssensor 409b und einem Wählhebelschalter 409c geliefert werden.

Die Konstruktionen des Drehmomentwandlers 420, des Reibscheibengetriebes 430, des Frontdifferentials 440 und der Transfereinheit 450 sind nun nacheinander mit Bezug auf die Fig. 31 bis 33 beschrieben.

Fig. 32 zeigt in einer Schnittansicht, daß der Drehmomentwandler 420 eine Ausgangswelle 421 aufweist, die in Kugellagern 421a auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 402 und der Seitenabdeckung 403 koaxial mit der Kurbelwelle 411 drehbar gelagert ist.

Die Ausgangswelle 421 ist zum Zwecke der Drehbarkeit von einer Statorwelle 422 umgeben, die einen im wesentlichen zylindrischen äußeren Umfang aufweist, und an ihrem Basisende mit einem Flansch versehen ist, der zusammen mit einem Ölpumpengehäuse 408c an dem Drehmomentwandlergehäuse 401 mittels Bolzen befestigt ist. Die Ölpumpenantriebswelle 424a ist mit einem Flügelrad 424 verbunden, welches drehbar auf der Statorwelle 422 sitzt.

Der äußere Umfang des Flügelrades 424 ist mit dem äußeren Umfang einer Frontabdeckung 425 verbunden und über eine treibende Scheibe 426 mit der Kurbelwelle 411 so verbunden, daß es zusammen mit der Kurbelwelle 411 dreht.

Eine Turbine 427 ist entgegengesetzt zu dem Flügelrad 424 angeordnet und über Keilverzahnungen mit der Ausgangswelle 421 gekuppelt. Ein Stator 428 ist zwischen dem Flügelrad 424 und der Turbine 427 angeordnet und von einer Einwegkupplung 428a getragen, die auf der Statorwelle 422 angebracht ist.

Eine Verriegelungskupplung 429 ist zwischen der Turbine 427 und der Frontabdeckung 425 angeordnet. Die Ölpumpe 408 enthält ein Innenrad 408a, welches durch die Ölpumpenantriebswelle 424a drehangetrieben ist und ein Außenrad 408b, das mit dem Innenrad 408a kämmt, wobei ein Ölpumpengehäuse 408c am Basisende der Statorwelle 422 angebracht ist.

Die Drehung der Kurbelwelle 411 der Maschine 410 wird über die treibende Scheibe 426, die mit der Kurbelwelle 411 verbunden ist, und die Frontabdeckung 425 auf das Flügelrad 424 übertragen, um dieses in Drehung zu versetzen.

Wenn sich das Flügelrad 424 dreht, so wird das Öl durch eine Zentrifugalkraft in den Außenbereich des Flügelrades 424 gebracht; das Öl fließt in die Turbine 427, um ein Drehmoment auf die Turbine 427 zu übertragen, welches in dieselbe Richtung wirkt, in der das Flügelrad 424 dreht, so daß die Ausgangswelle 421, die über die Keilverzahnung mit der Turbine 427 gekuppelt ist, drehangetrieben wird. Die Fließrichtung des Öls, welches aus der Turbine 427 ausfließt, wird von dem Stator 428 in einer Richtung abgelenkt, so daß es die Drehung des Flügelrades 424 unterstützt, um so das Drehmoment des Flügelrades 424 zu erhöhen. Wenn sich die Turbine 427 großer Drehzahl dreht, so fließt das Öl gegen die Rückseite des Stators 428, so daß sich der Stator 428 frei auf der Einwegkupplung 428a drehen kann.

Wenn eine feste Fahrgeschwindigkeit oder Drehzahl erreicht ist, greift die Verriegelungskupplung 429 in das Flügelrad 424 und die Turbine 427 durch die Frontabdeckung 425 ein, so daß der Drehmomentwandler ohne Schlupf arbeitet; folglich ist die Betriebsgeschwindigkeit der Maschine 410 entsprechend vermindert, wodurch der Treibstoffverbrauch vermindert und die Laufruhe verbessert wird.

Das Reibscheibengetriebe 430 hat eine Primärwelle 431, eine

parallel zur Primärwelle 432 angeordnete Sekundärwelle 432, ein an der Primärwelle 431 angebrachtes primäres Reibscheibenpaar 433, ein an der Sekundärwelle 432 angebrachtes sekundäres Reibscheibenpaar 434 sowie einen endlosen Treibriemen 435, der das primäre Reibscheibenpaar 433 und das sekundäre Reibscheibenpaar 434 umschlingt. Die jeweiligen Scheibenzwischenräume des primären Reibscheibenpaares 433 und des sekundären Reibscheibenpaares 434 werden verändert, um das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 433 und des sekundären Reibscheibenpaares 434 zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung zu variieren.

Das auf der Primärwelle 431 angebrachte primäre Reibscheibenpaar 433, welche einstückig mit der Ausgangswelle 421 ausgebildet ist, weist eine feste konische Reibscheibe 433a auf, die einstückig mit der Primärwelle 431 ausgebildet ist, sowie eine bewegliche konische Reibscheibe 433b, die in axialer Richtung bezüglich der festen konischen Reibscheibe 433a beweglich ist. Die feste konische Reibscheibe 433a und die bewegliche konische Reibscheibe 433b müssen den Treibriemen 435 mit einer vorbestimmten Klemmkraft halten, wobei die Breite des Zwischenraumes, der von der festen konischen Reibscheibe 433a und der beweglichen konischen Reibscheibe 433b festgelegt ist, gleichmäßig steuerbar sein muß, um einen gleichmäßigen Betrieb des Getriebes zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung sicherzustellen. Daher ist eine Vielzahl axialer Rillen in den zusammengehörigen Oberflächen der Primärwelle 431 und der beweglichen konischen Reibscheibe 433b ausgebildet, wobei Kugeln 433c in den zusammengehörigen Rillen zur Drehmomentübertragung angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrischer Kolben 437a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 433b befestigt, d. h. einer Oberfläche, die nicht der festen

konischen Reibscheibe 433a zugewandt ist, wobei eine Druckkammer 437A von dem Kolben 437a und einem Zylinder 437b ausgebildet ist, welcher eine Grundfläche mit einem zentralen Abschnitt hat, der an der Primärwelle 431 befestigt ist, wobei die bewegliche konische Reibscheibe 433b mittels einer Feder 437c in Richtung auf die feste konische Reibscheibe 433a vorgespannt ist, um einen hydraulischen Betätiger 437 zu bilden.

Ein Ölkanal 431b ist in der Primärwelle 431 so ausgebildet, daß er mit der Druckkammer 437A verbunden ist. Der hydraulische Regler 409 führt einen Steuervorgang auf Grundlage von Signalen aus, die die Stellung der Drosselklappe und dergleichen darstellen, so daß die Druckkammer 437A des hydraulischen Betätigers 437 mit Öl versorgt wird und Öl aus dieser abgeleitet wird. Dies erfolgt über einen Ölkanal 303a, der in der Seitenabdeckung 403 ausgebildet ist, um die bewegliche konische Reibscheibe 433b entlang der Primärwelle 431 zu bewegen und die Breite des Reibscheibenzwischenraumes zu verändern.

Die Sekundärwelle 432, welche sich parallel zur Primärwelle 431 erstreckt, wird auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 402 und der Seitenabdeckung 403 in einem Rollenlager 432a und einem Kugellager 432b drehbar gelagert. Das auf der Sekundärwelle 432 befestigte sekundäre Reibscheibenpaar 434 weist eine feste konische Reibscheibe 434a auf, die einstückig mit der Sekundärwelle 432 ausgebildet ist, sowie eine bewegliche konische Reibscheibe 434b, die in axialer Richtung bezüglich der festen konischen Reibscheibe 434a beweglich ist. Eine Vielzahl axialer Rillen sind in den zusammengehörigen Oberflächen der beweglichen konischen Reibscheibe 434b und der Sekundärwelle 432 ausgebildet, wobei Kugeln 434c in den zusammengehörigen Rillen des sekundären Reibscheibenpaares 434 und der Sekundärwelle 432 zum Zwecke der Drehmomentübertragung angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrisches Bauteil 436a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 434b befestigt, wobei eine Druckkammer 436A von dem Zylinder 436a und einem zylindrischen Kolben 436b definiert wird, der einen an der Sekundärwelle 432 befestigten zentralen Abschnitt aufweist. Die bewegliche konische Reibscheibe 434b ist in Richtung auf die feste konische Reibscheibe 434a mittels einer Feder 436c vorgespannt, um einen hydraulischen Betätiger 436 zu bilden.

Ein Ölkanal 432c ist in der Sekundärwelle 432 so ausgebildet, daß er mit der Druckkammer 436A verbunden ist. Der hydraulische Regler 409 führt einen Steuervorgang auf Grundlage von Signalen aus, die die Stellung der Drosselklappe und dergleichen darstellen, womit Öl in die Druckkammer 436A des hydraulischen Betätigers 436 eingeleitet und aus dieser ausgeleitet wird. Dies erfolgt durch einen Ölkanal 403b, der in der Seitenabdeckung 403 ausgebildet ist. Ein Treibrad 438 ist an einem Ende der Sekundärwelle 432 angebracht.

Der druckaufnehmende Bereich der beweglichen konischen Reibscheibe 433b des primären Reibscheibenpaares 433 ist größer als derjenige der beweglichen konischen Reibscheibe 434b des sekundären Reibscheibenpaares 434. Wenn das Öl in die Druckkammern 437A und 436A eingeleitet und aus diesen ausgeleitet wird, sind daher die Änderung der Breite des Scheibenzwischenraumes des primären Reibscheibenpaares 433 und der Breite des Scheibenzwischenraumes des sekundären Reibscheibenpaares 434 zueinander gegenläufig. Daher wird das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 433 und des sekundären Reibscheibenpaares 434 kontinuierlich variiert, um die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 432 kontinuierlich zu verändern.

Die Drehung der Sekundärwelle 432 wird über das Treibrad 438

auf die Gegenwellenanordnung 439 mit einer verminderten Drehzahl übertragen. Die Drehung der Gegenwellenanordnung 439 wird über ein getriebenes Rad 454 und eine Kraftübertragungswelle 453, die über Bolzen mit dem getriebenen Rad 454 verbunden ist, auf die Transfereinheit 450 übertragen.

Die Gegenwellenanordnung 439 enthält eine Welle 439a, die an ihren entgegengesetzten Enden in einem Nadellager 339e und einem Rollenlager 339f am Drehmomentwandlergehäuse 401 und am Reibscheibengetriebegehäuse 402 drehbar gelagert ist; ein getriebenes Rad 439c ist fest an der Welle 439 angebracht, um zusammen mit der Welle 439a zu drehen, und kämmt mit dem Treibrad 438; ein Treibrad 439d ist einstückig mit der Treibwelle 439a ausgebildet und kämmt mit dem getriebenen Rad 454.

Die jeweiligen Konstruktionen des Frontdifferentials 440 und der Transfereinheit 450 werden im folgenden mit Bezug auf die Fig. 32 und 33 beschrieben, wobei Fig. 33 einen wesentlichen Abschnitt einer in Fig. 32 gezeigten Konstruktion vergrößert darstellt.

Das Frontdifferential 440 befindet sich in einem Differentialgehäuse 441, das zwischen einem Treibrad 454 mit einem zylindrischen Vorsprung 454a, der in einem Kugellager 454b auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 402 gelagert ist, und einer im wesentlichen zylindrischen Übertragungswelle 453 drehbar in einem Kugellager 453a auf dem Drehmomentwandlergehäuse 401 gelagert ist.

Das Frontdifferential 440 hat ein hohles Differentialgehäuse 442, das drehbar in einem erweiterten Abschnitt des im wesentlichen zylindrischen Vorsprungs 454a des getriebenen Rades 454 sitzt, welches einstückig mit einer Fronttreibwelle 451 gebildet ist, sowie die Übertragungswelle 453. Ein Paar Ausgleichsritzel 443b sind in dem Differentialgehäuse

442 angeordnet und werden auf einer Ritzelwelle 443a getragen, welche an entgegengesetzten Enden von dem Differentialgehäuse 442 getragen wird. Ein linksseitiges Rad 443c und ein rechtsseitiges Rad 443d kämmen mit dem Ausgleichsritzelpaar 443b, um ein Differential 443 zu bilden.

Eine Treibwelle 444, die mit dem Seitenrad 443c verbunden ist, erstreckt sich durch das Differentialgehäuse 442 und das Reibscheibengetriebegehäuse 402 und überträgt Leistung über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle auf eines der Vorderräder. Eine Treibwelle 445, die mit dem anderen Seitenrad 443d verbunden ist, erstreckt sich durch das Differentialgehäuse 442 und die Fronttreibwelle 451, die einstückig mit dem Differentialgehäuse 442 ausgebildet ist, und überträgt Leistung über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle auf das andere Vorderrad.

Bei der Transfereinheit 450 ist die Fronttreibwelle 451 parallel zur Kurbelwelle 411 der Maschine 410, der Ausgangswelle 421, der Primärwelle 431 und der Sekundärwelle 432 ausgebildet.

Die Anordnung der Kurbelwelle 411, der Primärwelle 431, der Sekundärwelle 432 und der Fronttreibwelle 451, die sich parallel zueinander erstrecken, ist identisch zu der der entsprechenden Wellen der zuvor anhand von Fig. 25 beschriebenen dritten Ausführung. Somit ist das Antriebssystem mit einer kompakten Konstruktion ausgebildet, die relativ geringe Abmessungen in Längsrichtung aufweist, um die Montage des Antriebssystems im Maschinenraum zu erleichtern und um die Kompatibilität des Antriebssystems mit sowohl einer Fahrzeugkarosserie, die für die Montage eines Schaltgetriebes (MT) als auch einer Fahrzeugkarosserie, die für die Montage eines Automatikgetriebes (AT) ausgelegt ist, zu verbessern.

Bei der Fronttreibwelle 451, die einstückig mit dem Diffe-

rentialgehäuse 442 ausgebildet ist, ist ein Ende drehbar über die Übertragungswelle 453 und das Kugellager 453a, welches die Übertragungswelle 453 trägt, auf dem Drehmomentwandlergehäuse 401 gelagert, wobei das andere Ende drehbar in einem Nadellager 451c auf der Endabdeckung 404 gelagert ist.

Die Fronttreibwelle 451 ist in ihrem zentralen Bereich mit Keilverzahnungen 451a ausgestattet, die mit einer später erläuterten Nabe 452 kämmen, sowie Keilverzahnungen 451b, die mit einem Abschnitt eines Trägers 460 in der Nähe der Keilverzahnungen 451a kämmen, wobei dieser in einem Doppelritzel-Planetengetriebe 455 enthalten ist.

Die Fronttreibwelle 451 ist in eine im wesentlichen zylindrische feste Welle 462 eingeführt, die einstückig mit dem Drehmomentwandlergehäuse 401 ausgebildet ist. Ein Zwischenraum zwischen der Endfläche der festen Welle 462 und der Fronttreibwelle 451 wird durch die Nabe 452 geschlossen, um eine Druckkammer 462A zu bilden. Die feste Welle 462 ist mit einem Ölkanal 462a ausgestattet, der an die Druckkammer 462A angeschlossen ist, und ein Ölkanal 462b ist in ihrem äußeren Umfang ausgebildet.

Die Nabe 452, d. h. ein Eintriebsglied, ist drehbar an der Fronttreibwelle 451 angebracht. Die Nabe 452 hat einen zylindrischen Abschnitt 452a, der auf der Fronttreibwelle 451 sitzt, einen Flansch 452b, der am Basisende des zylindrischen Abschnittes 452a ausgebildet ist; dieses ist mit Keilverzahnungen 452c ausgestattet, die mit dem Sonnenrad 456 des Doppelritzel-Planetengetriebes 455 in ihrem äußeren Umfang kämmen, sowie mit Keilverzahnungen, die mit den Keilverzahnungen 451a der Fronttreibwelle 451 in ihrem inneren Umfang kämmen. Eine Kupplungstrommel 466, die in einer ersten Mehrscheibenkupplung 465, d.h. einer ersten R ibkupplung, enthalten ist, ist mit dem Flansch 452b verbunden. Die

Nabe 452 kämmt mit den Keilverzahnungen, die in einem Endbereich der Übertragungswelle 453 ausgebildet sind, und wird drehbar von einem Axiallager 452d an der festen Welle 462 gelagert.

Das Doppelritzel-Planetengetriebe 455 hat ein Sonnenrad 456, das mit den Keilverzahnungen 452c der Nabe 452 kämmt, ein Ringrad 457, ein erstes Planetenritzel 458, das mit dem Ringrad 457 kämmt, ein zweites Planetenritzel 459, das mit dem Sonnenrad 456 und dem ersten Planetenritzel 458 kämmt, sowie einen Träger 460, der das erste Planetenrad 458 und das zweite Planetenrad 459 drehbar in Nadellagern 460a lagert. Wenn das Ringrad 457 an der Endabdeckung 404 festgelegt ist, so dreht sich der Träger 460 mit verminderter Drehzahl in einer Richtung, die der Drehrichtung des Sonnenrades 456 entgegengesetzt ist, durch Leistung, die auf das Sonnenrad 456 übertragen wird. Der Träger 460 steht mit einer Ausgangsleistungsübertragungsvorrichtung, beispielsweise den Keilverzahnungen 451b der Treibwelle 451 zur Leistungsübertragung in Verbindung.

Die erste Mehrscheibenkupplung 465, d. h. eine erste Reibkupplung, zum wahlweisen Übertragen einer Leistung von der Übertragungswelle 453 auf den Träger 460, ist zwischen der Übertragungswelle 453 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 455 angeordnet.

Bei der ersten Mehrscheibenkupplung 465 ist die Nabe 452 drehbar an der festen Welle 462 gelagert, die Kupplungstrommel 466 sitzt in der Nabe 452 und steht mit dieser in Wirkverbindung, und eine Kupplungsnabe 467 ist mit dem Träger 460 des Doppelritzel-Planetengetriebes 455 verbunden. Die erste Mehrscheibenkupplung 465 verbindet die Übertragungswelle 453 und den Träger 460 zur Leistungsübertragung. Die erste Mehrscheibenkupplung 465 drückt eine Rückhaltplatte 470, die an einen am inneren Umfang der

Kupplungstrommel 466 fixierten Sprengring 470d anliegt, die getriebenen Scheiben 470b und die treibenden Scheiben 470a, welche mit der Kupplungsnahe 467 zusammenarbeiten, durch das Aufbringen eines Druckes auf einen Kolben 469 zusammen, der in einer Druckkammer 468 sitzt, um Leistung zu übertragen. Ein Halter 472 ist auf einer Seite des Kolbens 469 angeordnet, die der anderen Seite desselben entgegengesetzt ist, an welcher die Druckkammer 468 angeordnet ist, wobei der Kolben 469 durch den Druck einer Rückstellfeder 473 vorgespannt ist.

Eine zweite Mehrscheibenkupplung 475, d.h. eine zweite Reibkupplung, zum selektiven Festlegen des Ringrades 457 an der Endabdeckung 404 ist zwischen der Endabdeckung 404 des Getriebegehäuses 405 und dem Ringrad 457 angeordnet.

Bei der zweiten Mehrscheibenkupplung 475 werden eine Rückhalteplatte 480c, die an einem am inneren Umfang der Endabdeckung 404 fixierten Sprengring 480d anliegt, getriebene Scheiben 480b und treibende Scheiben 480a, die mit einer Kupplungsnahe 477 zusammenwirken, welche mit dem Ringrad 457 verbunden ist, mittels eines Kolbens 457 zusammengedrückt, der von einem Druck, mit welchem eine Druckkammer 478 beaufschlagt wird, angetrieben wird, um das Ringrad 457 an der Endabdeckung 404 festzulegen. Der Kolben 479 wird durch den Druck einer Rückstellfeder 483 vorgespannt.

Ein Steuerventil ist in der Ölwanne angeordnet, welche mit einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 405 verbunden ist. Das Steuerventil wird durch der hydraulische Regler 409 auf Grundlage von Signalen gesteuert, die von dem Fahrgeschwindigkeitssensor 409a, dem Drosselklappenstellungssensor 409b und dem Wählhebelschalter 409c geliefert werden, um die jeweiligen Druckkammern 468 und 478 der ersten Mehrscheibenkupplung 465 und der zweiten Mehrscheibenkupplung 475 mit Öl zu versorgen, welches aus der Ölpumpe ausgeleitet wird, so-

wie das Reibscheibengetriebe 430.

Im folgenden ist die Funktionsweise des so aufgebauten Kraftfahrzeugantriebssystems anhand der Fig. 34 bis 37 für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug beschrieben, wobei in Fig. 38 die Betriebszustände der ersten Mehrscheibenkupplung 465 und der zweiten Mehrscheibenkupplung 475 aufgelistet sind. In der Tabelle nach Fig. 38 bezeichnen die leeren Kreise, daß die zugehörigen Mehrscheibenkupplungen eingerückt sind.

Die Leistung der Maschine 410 wird von der Kurbelwelle 411 über den Drehmomentwandler 420 auf die Primärwelle 431 des Reibscheibengetriebes 430 übertragen. Eine Eingangsdrehzahl der Primärwelle 431 wird kontinuierlich in einer Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 432 durch die Wirkung des primären Reibscheibenpaares 433 und des sekundären Reibscheibenpaares 434 übersetzt, die von dem Treibriemen 435 umschlungen sind. Die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 432 wird durch die Wirkung des Treibrades 438, der Gegenwellenanordnung 439 und das angetriebene Rad 454 vermindert, wobei eine verminderte Drehzahl über die Übertragungswelle 453 und die Nabe 452, d. h. ein Eintriebsglied, auf die erste Mehrscheibenkupplung 465 und das Sonnenrad 456 des Doppelritzelp Planetengetriebes 455 übertragen wird. Die erste Mehrscheibenkupplung 465 und die zweite Mehrscheibenkupplung 475 werden ausgerückt, wobei keine Leistung über die erste Mehrscheibenkupplung 465 und die zweite Mehrscheibenkupplung 475 hinaus übertragen wird, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Wenn ein Fahrbetrieb D, d. h. Vorwärtsfahrt, gewählt ist, wird die erste Mehrscheibenkupplung 465 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 34 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil wird ein Druck in die Druckkammer 468 eingeleitet, um die am Sprengring 470d, welcher am inneren Umfang der Kupplungsstrommel 466 fixiert ist,

anliegende Rückhalteplatte 470c, die getriebenen Scheiben 470b und die treibenden Scheiben 470a mittels des Kolbens 469 zusammenzudrücken, so daß die erste Mehrscheibenkupplung 465 eingerückt wird. Sodann wird die Leistung von dem getriebenen Rad 454 über die Übertragungswelle 453 und die Nabe 452 auf den Träger 460 des Doppelritzel-Planetengetriebes 455 übertragen, um die Fronttreibwelle 451, die mit dem Träger 460 über die Keilverzahnung gekuppelt ist, in dieselbe Drehrichtung anzutreiben, in der das getriebene Rad 454 dreht, um Leistung auf das Frontdifferential 440 zu übertragen.

Die zweite Mehrscheibenkupplung 475 ist ausgerückt, um das Ringrad 457 des Doppelritzel-Planetengetriebes 455 zu entlasten, wie es in Fig. 35 dargestellt ist. Da der Träger 460 über die Keilverzahnungen mit der Fronttreibwelle 451 gekuppelt ist, dreht sich das Doppelritzel-Planetengetriebe 455 mit der Treibwelle 451.

Wenn Rückwärtsfahrt R gewählt wird, wird die erste Mehrscheibenkupplung 465 ausgerückt und die zweite Mehrscheibenkupplung 475 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 36 dick gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil wird Druck in die Druckkammer 478 eingeleitet, um die am Sprengring 480d anliegende Rückhalteplatte 480c, die treibenden Scheiben 480a und die getriebenen Scheiben 480b mittels des Kolbens 479 zusammenzupressen, um die zweite Mehrscheibenkupplung 475 einzurücken, wodurch das Ringrad 457 an einer Drehung relativ zum Getriebegehäuse 405 gehindert wird, um Leistung von der Übertragungswelle 453 über die Nabe 452 auf das Sonnenrad 456 des Doppelritzel-Planetengetriebes 455 zu übertragen.

Folglich, wie in Fig. 37 gezeigt, drehen sich das erste Planetenritzel 458 und das zweite Planetenritzel 459 in entgegengesetzte Richtungen und wälzen über das Ringrad 457 ab,

um den Träger 460 in einer Richtung zu drehen, die entgegengesetzt zur Drehrichtung des Sonnenrades 456 ist. Folglich wird die Fronttreibwelle 451 in entgegengesetzte Richtung drehangetrieben, um Leistung auf das Frontdifferential 440 zu übertragen.

Das Getriebeverhältnis des Doppelritzel-Planetengetriebes 455 ist im folgenden beschrieben.

Das Getriebeverhältnis des Doppelritzel-Planetengetriebes 455, d. h., das Verhältnis der Drehzahlen des Trägers 460 und des Sonnenrades 456, d. h., das Verhältnis der Drehzahlen der Fronttreibwelle 451 und des Sonnenrades 456 läßt sich ausdrücken zu:

$$\text{Getriebeverhältnis} = [ZS + (-ZR)]/ZS,$$

worin ZS die Zähnezahl des Sonnenrades 456 und ZR die Zähnezahl des Ringrades 457 sind.

Demgemäß kann ein gewünschtes Getriebeverhältnis durch entsprechendes Bestimmen der Zähnezahl ZS des Sonnenrades 456 und der Zähnezahl ZR des Ringrades 457 eingestellt werden.

Wenn ZS = 37 und ZR = 82 sind, beträgt das Getriebeverhältnis = $[37 + (-82)]/37 = -1,216,$

was ein zweckmäßiges Getriebeverhältnis für Rückwärtsfahrt R darstellt.

Somit ist ein Vorwärts-/Rückwärtsfahrwahlmechanismus bereitgestellt, der als Hauptkomponenten das Doppelritzel-Planetengetriebe 455, die erste Mehrscheibenkupplung 465 und die zweite Mehrscheibenkupplung 475 umfaßt.

Die Maschine 410, der Drehmomentwandler 420 und das Reib-

scheibengetriebe 430 sind coaxial und in Querrichtung angeordnet, und das Doppelritzel-Planetengetriebe 455, die erste Mehrscheibenkupplung 465 und die zweite Mehrscheibenkupplung 475, welche den Vorwärts-/Rückwärtsfahrwahlmechanismus bilden, sind in der Achse der Fronttreibwelle 451 auf einem Niveau unterhalb desjenigen der Kurbelwelle 411 der Maschine 410 angeordnet. Demgemäß wird der obere Teil des Kraftfahrzeugantriebssystems erniedrigt, die Höhe des Antriebssystems wird nicht vergrößert und das Antriebssystem kann kompakt ausgeführt werden; die Freiheit bei der Gestaltung der Fahrzeugkarosserie ist vergrößert, und der Raum für eine Knautschzone und für Arbeiten zum Einbau und Ausbau des Getriebes kann in einfacher Weise bereitgestellt werden.

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug, wie ein solches nach der achten Ausführung der Erfindung, umfaßt dieselben Hauptkomponenten wie diejenigen des Kraftfahrzeugantriebssystems der vierten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug, wobei eine Eintriebswahlvorrichtung zwischen der Übertragungswelle 453 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 455 angeordnet wird; eine Nabe und eine Fronttreibwelle wird für ein vierradgetriebenes Fahrzeug anstelle der Nabe und der Fronttreibwelle 451 eingebaut, wobei zusätzlich ein Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen der Antriebsleistung zu einem Heckdifferential vorgesehen ist, was später noch anhand der achten Ausführung beschrieben ist.

Fünfte Ausführung

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem 500 einer fünften Ausführung gemäß der Erfindung für ein vierradgetriebenes Fahrzeug ist nun anhand der Fig. 39 bis 48 beschrieben.

Gemäß Fig. 39 ist bei einem Kraftfahrzeugantriebssystem 500 der fünften Ausführung für ein vierradgetriebenes Fahrzeug

ein erstes Gehäuse 501 an eine in Längsrichtung angeordnete Maschine angeschlossen. Ein zweites Gehäuse 502 ist hinter dem ersten Gehäuse 501 angeordnet und enthält ein Reibscheibengetriebe 520 variabler Drehzahl. Ein drittes Gehäuse 503 ist hinter dem zweiten Gehäuse 502 angeordnet und enthält eine Transfereinheit 550. Ein viertes Gehäuse 504 ist hinter dem dritten Gehäuse 503 angeordnet und enthält einen Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen der Ausgangsleistung der Transfereinheit 550 auf die Hinterräder, wobei die genannten Gehäuse in der beschriebenen Reihenfolge hintereinander angeordnet und miteinander verbunden sind. Ein fünftes Gehäuse 505 enthält ein Frontdifferential 530 und ist an einen unteren Abschnitt des zweiten Gehäuses 502 angeschlossen, um ein Getriebegehäuse 506 zu bilden. An einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 506 ist eine Ölwanne angebracht.

Die in Längsrichtung eingebaute Maschine 510 hat eine Kurbelwelle 511, welche mit einem Drehmomentwandler 513, der mit einer Verriegelungskupplung 512 ausgestattet ist, innerhalb des ersten Gehäuses 501 verbunden ist. Eine Ausgangswelle 514 des Drehmomentwandlers 513 ist mit einer Primärwelle 521 des Reibscheibengetriebes 520 gekuppelt, das im zweiten Gehäuse 502 untergebracht ist. Die Ausgangswelle 514 des Drehmomentwandlers 513 und die Primärwelle 521 sind mit der Kurbelwelle 511 der Maschine 510 coaxial und in Lagern des Getriebegehäuses 506 drehgelagert.

Das Reibscheibengetriebe 520 hat eine Sekundärwelle 522, die seitlich und parallel der Primärwelle 521 angeordnet ist. Ein primäres Reibscheibenpaar 523 und ein sekundäres Reibscheibenpaar 524 sind jeweils auf der Primärwelle 521 und der Sekundärwelle 522 angeordnet. Die Breite des Zwischenraumes zwischen den Reibscheiben des primären Reibscheibenpaares 523 wird von einem primären Zylinderbetätiger 526 verändert, während die Breite des Zwischenraumes zwischen

den Reibscheiben des zweiten Reibscheibenpaares 524 mittels eines sekundären Zylinderbetätigers 527 variiert wird. Das primäre Reibscheibenpaar 523 und das sekundäre Reibscheibenpaar 524 sind von einem endlosen Treibriemen 525 umschlungen. Ein hydraulisches Steuersystem verändert die Breite des Zwischenraumes zwischen den beweglichen und feststehenden konischen Reibscheiben des primären Reibscheibenpaares 523 und des sekundären Reibscheibenpaares 524 zum Verändern des Verhältnisses zwischen den Laufdurchmessern des Treibriemens am primären Reibscheibenpaar 523 und am sekundären Reibscheibenpaar 524, wodurch die Drehzahl der Sekundärwelle 522 kontinuierlich verändert wird.

Ein primäres Reduktionsrad 528 ist auf der Sekundärwelle 522 angeordnet, wobei Kraft über ein primäres getriebenes Rad 529, welches im Eingriff mit dem primären Reduktionsrad 528 steht, zur Transfereinheit 550 im dritten Gehäuse 503 und im vierten Gehäuse 504 übertragen wird. Die Abtriebskraft der Transfereinheit 550 wird auf ein Differential, beispielsweise ein Frontdifferential 530 auf die Vorderräder übertragen und über eine Antriebswelle 537 und ein anderes Differential, beispielsweise ein Heckdifferential 538 auf die Hinterräder.

Das Frontdifferential 530 weist dieselbe Konstruktion wie das Frontdifferential 130 auf, mit welchem die erste Ausführung ausgestattet ist, welche im vorangehenden mit Bezug auf die Fig. 3 und 4 beschrieben ist. Daher kann ein Tellerrad 533 einen geringen Durchmesser aufweisen, das Frontdifferential 530 kann mit vergleichsweise geringen Gesamtabmessungen gebildet werden, und das Reibscheibengetriebe 520 und das Frontdifferential 530 können nahe beieinander angeordnet werden.

Wie in Fig. 39 gezeigt ist, ist eine Ölpumpe 516 in dem zweiten Gehäuse 502 enthalten, welche kontinuierlich von

einer Statorwelle 515 angetrieben ist, die in dem Drehmomentwandler 513 enthalten ist. Die Ölpumpe 516 speist Öl mit Leitungsdruck kontinuierlich zum Versorgen des Drehmomentwandlers 513 und zugehöriger Teile und ermöglicht die hydraulische Steuerung des Reibscheibengetriebes 520 und die hydraulische Steuerung der Transfereinheit 550 mittels einer hydraulischen Steuerung 547 auf Grundlage von Signalen, die von einem Fahrgeschwindigkeitssensor 541, einem Drosselklappenstellungssensor 542, einem Wählhebelschalter 543, einem Vorderraddrehzahlsensor 544, einem Hinterraddrehzahlsensor 545 und einem Lenkwinkelsensor 546 bereitgestellt werden.

Es sei nun die Konstruktion der Transfereinheit 550 anhand der Fig. 40 und 41 beschrieben.

Die Transfereinheit 550 hat eine Fronttreibwelle 551, d.h. eine erste Treibwelle, und eine Hecktreibwelle 552, d.h. eine zweite Treibwelle, die parallel zur Kurbelwelle 511 der Maschine 510, der Ausgangswelle 514, der Primärwelle 521 und der Sekundärwelle 522 liegen.

Wie aus Fig. 42 hervorgeht, d. h., einer Schnittansicht in Richtung des Pfeiles A in Fig. 40, verlaufen die Kurbelwelle 511, die Primärwelle 521, die Sekundärwelle 522, die Fronttreibwelle 551 und die Hecktreibwelle 552 parallel zueinander. Die Drehachse 511a der Kurbelwelle 511 und die Achse der Primärwelle 521 erstrecken sich coaxial mit der Längsmittelachse der Fahrzeugkarosserie; die Primärwelle 521 und die Sekundärwelle 522 sind parallel zueinander auf im wesentlichen gleichem Niveau angeordnet, so daß das primäre Reibscheibenpaar 523 und das sekundäre Reibscheibenpaar 524 auf im wesentlichen dem gleichen Niveau liegen. Wie oben beschrieben, kämmt die Fronttreibwelle 551 mit dem Tellerrad 533 an einer Stelle zwischen der Primärwelle 521 und der Sekundärwelle 522 unterhalb des Reibscheibengetriebes 520, um die Transfereinheit 540 und das Reibscheibengetriebe 520

zu verblocken und so das Kraftfahrzeugantriebssystem als kompakte Konstruktion mit relativ geringer Höhe zu bilden.

Die Hecktreibwelle 522 ist unterhalb der Primärwelle 521 angeordnet, wobei deren Achsen in einer vertikalen Ebene liegen, um das Einführen des Kraftfahrzeugantriebssystems in einen Tunnel 549 zu erleichtern und um die Kompatibilität des Antriebssystems mit sowohl einer Karosserie zu verbessern, die für die Montage eines Schaltgetriebes ausgelegt ist als auch mit einer Karosserie, die zur Montage eines Automatikgetriebes ausgelegt ist.

Ein Ritzel 551a an einem Endabschnitt der Fronttreibwelle 551 kämmt mit dem Tellerrad 533 des Frontdifferentials 530. Ein Frontendabschnitt und ein Heckendabschnitt der Fronttreibwelle 551 sind drehbar in einem Kegelrollenlager 551e und einem Nadellager 551f des dritten Gehäuses 503 und des vierten Gehäuses 504 des Getriebegehäuses 506 gelagert.

Die Fronttreibwelle 551 ist über eine Keilverzahnung 551b mit einem Sonnenrad 556 eines Doppelritzel-Planetengetriebes 555 verkeilt, wobei diese Keilverzahnung am Umfang eines mittleren Abschnitts der Treibwelle 551 vorgesehen ist, während eine Keilverzahnung 551c an der Trommel 594 angreift, die sich in einer vierten Mehrscheibenkupplung 593 befindet, d. h. einer vierten Reibkupplung, am Umfang eines hinteren Endabschnitts derselben, wobei sich ein Ölkanal 551d zum hinteren Ende derselben und an Stellen des Umfangs zu einer Ölkammer 565A, einem Radiallager 561b und einem Nadellager 582b öffnet, wie im folgenden noch beschrieben ist.

Der Innenring des Kegelrollenlagers 551e ist zwischen dem Ritzel 551a und einer auf die Fronttreibwelle 551 aufgeschraubten Verriegelungsmutter 551g gehalten, um die Fronttreibwelle 551 an einer Axialbewegung zu hindern.

Die Hecktreibwelle 552 ist an einem Ende über eine Universalverbindung mit der Antriebswelle 537 verbunden, wobei das andere Ende einstückig mit einem Transfertreibrad 552a versehen ist. Die Hecktreibwelle 552 ist drehbar in einer Vielzahl von Kugellagern 552b auf dem dritten Gehäuse 503 und dem vierten Gehäuse 504 des Getriebegehäuses 506 gelagert.

Das Doppelritzel-Planetengetriebe 555 weist ein Sonnenrad 556 auf, welches mit der Fronttreibwelle 551 über die Keilverzahnungen 551b in Eingriff ist, ein Ringrad 557, ein mit dem Ringrad 557 kämmendes erstes Planetenritzel 558, ein zweites Planetenritzel 559, welches mit dem Sonnenrad 556 und dem ersten Planetenritzel kämmt, und einen Träger 560, der das erste Planetenritzel 558 und das zweite Planetenritzel 559 drehbar in Nadellagern 560a lagert. Eine Kraft, die auf das Ringrad 557 übertragen wird, wird auf das Sonnenrad 556 und den Träger 560 mit einem Drehmomentaufteilungsverhältnis aufgeteilt, welches von den Abmessungen des Sonnenrades 556 und des Ringrades 557 abhängt. Wenn das Ringrad 557 an dem Getriebegehäuse 506 festgelegt ist, dreht das Sonnenrad 556 durch die auf den Träger 560 übertragene Kraft in eine Richtung, die der Drehrichtung des Trägers 560 entgegengesetzt ist.

Das Sonnenrad 556 des Doppelritzel-Planetengetriebes 555 ist zwischen einem Axiallager 561a, das über eine an dem Getriebegehäuse 506 fixierten Welle 562 getragen ist, einem Axiallager 562a und einer Trommel 569 an dem dritten Gehäuse 503 des Getriebegehäuses 506 gehalten, wobei ein Axiallager 561b über die vierte Mehrscheibenkupplung 593, d. h. eine vierte Reibkupplung, getragen ist, ein Axiallager 582a und eine Transfertreibwelle 582 an dem vierten Gehäuse 504 des Getriebegehäuses 506, um das Doppelritzel-Planetengetriebe 555 an einer axialen Bewegung zu hindern.

Die feste Welle 562 ist im wesentlichen zylindrisch, er-

streckt sich um die Fronttreibwelle 551 und besitzt an ihrem Basisende einen Flansch, der an dem dritten Gehäuse 503 des Getriebegehäuses 506 mit Bolzen 562a befestigt ist. Ein Raum zwischen dem inneren Umfang der festen Welle 562 und der Fronttreibwelle 551 ist mit einer Öldichtung 565 abgedichtet, um so eine Druckkammer 565A auszubilden. Die feste Welle 562 ist mit einem Ölkanal 562b versehen, der mit der Druckkammer 565A verbunden ist, sowie einem Ölkanal 562c in ihrem äußeren Umfangsbereich.

Das primäre getriebene Rad 529, das mit dem primären Reduktionsrad 528 kämmt, ist an der festen Welle 562 mittels eines Nadellagers 529a drehbar gelagert. Eine Eintriebswählvorrichtung 567 zum selektiven Übertragen von Leistung vom primären getriebenen Rad 529 auf das Ringrad 557 oder den Träger 560 ist zwischen dem primären getriebenen Rad 529 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 555 angeordnet. Die Eintriebswählvorrichtung 567 enthält eine erste Mehrscheibenkupplung 568, d.h. eine erste Reibkupplung, sowie eine zweite Mehrscheibenkupplung 578, d.h. eine zweite Reibkupplung.

In der ersten Mehrscheibenkupplung 568 ist eine drehbar über eine Buchse 568a an der festen Welle 562 gelagerte Trommel 569 mit dem primären getriebenen Rad 529 verbunden, wobei die Nabe 570 mit dem Ringrad 557 des Doppelritzel-Planetengetriebes 555 in Verbindung steht. Die erste Mehrscheibenkupplung 568 verriegelt das primäre getriebene Rad 529 und das Ringrad 557 zur Übertragung von Kraft. Eine Druckkammer 571 wird mit Druck beaufschlagt, um so eine Rückhalteplatte 537c, die an einem Sprengtring 573c anliegt, getriebene Scheiben 573b und treibende Scheiben 573a mittels eines Kolbens 572 zusammenzudrücken, so daß die erste Mehrscheibenkupplung 568 zur Übertragung von Kraft eingerückt wird. Mit 572a ist eine Dichtung bezeichnet, die auf dem Kolben 572 sitzt und in der Lage ist, eine flüssigkeitsdichte Abdich-

tung zwischen dem Kolben 572 und der Trommel 569 zur Verfügung zu stellen und an der Trommel 569 entlanggleitet. Ein Halter 575a ist an einer Seite des Kolbens 572 angeordnet, die der Seite entgegengesetzt ist, auf welcher die Druckkammer 571 liegt, und ein Druck wird über eine Rückstellfeder 576 auf den Kolben 572 gegeben.

Bei der zweiten Mehrscheibenkupplung 578 dient die Trommel 569 auch als Trommel der ersten Mehrscheibenkupplung 568, wobei die Nabe 579 mit dem Träger 560 des Doppelritzel-Planetengetriebes 555 verbunden ist. Die zweite Mehrscheibenkupplung 578 verriegelt das primäre getriebene Rad 529 und den Träger 560 zur Übertragung von Kraft. Die Druckkammer 572 ist mit einem Druck beaufschlagt, um eine Rückhalteplatte 581c, die an einem an dem Kolben 572 befestigten Sprengring 581d anliegt, getriebene Scheiben 581b und treibende Scheiben 581a durch einen Kolben 574 zusammenzupressen, um die zweite Mehrscheibenkupplung 578 zur Übertragung von Kraft einzurücken. Eine mit 574a bezeichnete Dichtung sitzt auf dem Kolben 574 und ist in der Lage, eine flüssigkeitsdichte Abdichtung zwischen den Kolben 572 und 574 und zwischen dem Kolben 574 und der Trommel 569 bereitzustellen und an der Trommel 569 entlangzugleiten. Ein Zentrifugaldruck, der in der Druckkammer erzeugt wird, wird durch einen Druck in der Druckausgleichskammer 575 ausgeglichen. Ein Druck wird durch eine Rückstellfeder 576 auf den Kolben 574 gegeben.

Das Transfertreibrad 582 ist drehbar von einem Kugellager 582a auf dem dritten Gehäuse 503 des Getriebegehäuses 506 gelagert sowie von einem Nadellager 582b an der Fronttreibwelle 551 an einer Seite des Doppelritzel-Planetengetriebes, welche der anderen Seite desselben entgegengesetzt angeordnet ist, auf der die Eintriebswählvorrichtung 567 angeordnet ist. Ein übertragendes getriebenes Rad 552a, das auf der Hecktreibwelle 552 montiert ist, kämmt mit dem Transfer-

treibrad 582 zur Übertragung von Kraft.

Eine dritte Mehrscheibenkupplung 584, d. h. eine dritte Reibkupplung, zur wahlweisen Übertragung von Kraft von dem Träger 560 des Doppelritzels-Planetengetriebes 555 auf das Transfertreibrad 582 ist zwischen dem Doppelritzels-Planetengetriebe 555 und dem Transfertreibrad 582 angeordnet.

Die dritte Mehrscheibenkupplung 584 weist eine mit dem Transfertreibrad 582 mittels Keilverzahnung gekuppelte Trommel 585 auf sowie eine an den Träger 560 des Doppelritzels-Planetengetriebes 555 angeschlossene Nabe 586. Die dritte Mehrscheibenkupplung 584 überträgt Leistung von dem Träger 560 auf das Transfertreibrad 582. Eine Druckkammer 587 ist mit Druck beaufschlagt, um eine Rückhalteplatte 589c, die an einem an der Trommel 585 befestigten Sprengring 589d anliegt, getriebene Scheiben 589b und treibende Scheiben 589a mittels eines Kolbens 588 zusammenzudrücken, um die dritte Mehrscheibenkupplung 584 zur Übertragung von Leistung einzurücken. Ein Halter 590 ist auf einer Seite des Kolbens 588 angeordnet, die der anderen Seite desselben, an welcher die Druckkammer 587 ausgebildet ist, entgegengesetzt angeordnet ist, um eine Druckausgleichskammer 591 auszubilden, die einen Zentrifugaldruck ausgleicht, der in der Druckkammer 587 erzeugt wird. Ein Druck wird auf den Kolben 588 mittels einer Rückstellfeder 592 aufgebracht.

Eine vierte Mehrscheibenkupplung 593, d. h. eine vierte Reibkupplung, zum selektiven Verriegeln der Fronttreibwelle 551 mit dem Transfertreibrad 582 zum Übertragen von Leistung ist zwischen dem Heckende der Fronttreibwelle 551 und dem Transfertreibrad 582 angeordnet.

Die vierte Mehrscheibenkupplung 593 weist eine Trommel 594 auf, die mit der Fronttreibwelle mittels der Keilverzahnung 551c, die an der Fronttreibwelle 551 ausgebildet sind, ge-

kuppelt ist, sowie eine mit dem Transfertreibrad 582 verbundene Nabe 594 zur Kraftübertragung. Die Druckkammer 596 wird mit einem Druck beaufschlagt, um eine Rückhalteplatte 598a, die an einem an der Trommel 594 befestigten Sprengring 598d anliegt, getriebene Scheiben 598b und treibende Scheiben 598a, die mit der Nabe 595 gekuppelt sind, zusammenzudrücken, um die vierte Mehrscheibenkupplung 593 zur Übertragung von Kraft einzurücken. Ein Halter 599 ist so angeordnet, daß er eine Druckausgleichskammer 5100 zum Ausgleich eines Zentrifugaldruckes bildet, der in der Druckkammer 596 erzeugt wird. Ein Druck wird auf den Kolben 597 mittels einer Rückstellfeder 5101 aufgebracht.

Eine fünfte Mehrscheibenkupplung 5102, d. h. eine fünfte Reibkupplung, zum selektiven Festlegen des Ringrades 557 an dem Getriebegehäuse 506 ist zwischen dem dritten Gehäuse 503 des Getriebegehäuses 506 und dem Ringrad 557 des Doppelritzel-Planetengetriebes 555 angeordnet.

Die Druckkammer 5103 wird mit einem Druck beaufschlagt, um eine Rückhalteplatte 5105c, die an einem an dem Getriebegehäuse 506 fixierten Sprengring 5105d anliegt, getriebene Scheiben 5105b und treibende Scheiben 5105a, die mit der mit dem Ringrad 557 verbundenen Nabe 570 gekuppelt sind, mittels eines Kolbens 5104 zusammenzudrücken, um die fünfte Mehrscheibenkupplung 5102 zum Festlegen des Ringrades 557 an dem Getriebegehäuse 506 festzulegen. Auf den Kolben 5104 wird ein Druck mittels einer Rückstellfeder 5106 aufgebracht.

Ein Steuerventil 5110 ist in der mit einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 506 verbundenen Ölwanne 5109 angeordnet. Das Steuerventil 5110 wird durch den hydraulischen Regler 547 auf Grundlage von Signalen gesteuert, die von dem Fahrgeschwindigkeitssensor 541, dem Drosselklappenstellungssensor 542, dem Wählhebelschalter 543, dem Vorderradgeschwindigkeitssensor 544, dem Hinterradgeschwindigkeitssensor

sor 545 und dem Lenkwinkelsensor 546 zur Verfügung gestellt werden, um Öl, welches aus der Ölpumpe 516 ausgeleitet wird, wahlweise der Eintriebswählvorrichtung 567 sowie den jeweiligen Druckkammern 571, 580, 587, 596 und 5103 der dritten Mehrscheibenkupplung 584, der vierten Mehrscheibenkupplung 593 und der fünften Mehrscheibenkupplung 5102 zuzuführen, sowie dem Reibscheibengetriebe 520.

Im folgenden ist die Funktionsweise des so aufgebauten Kraftfahrzeugantriebssystems anhand der Fig. 43 bis 47 sowie der Fig. 48 beschrieben, welche die Betriebszustände der ersten Mehrscheibenkupplung 568, der zweiten Mehrscheibenkupplung 578, der dritten Mehrscheibenkupplung 584, der vierten Mehrscheibenkupplung 593 und der fünften Mehrscheibenkupplung 5102 auflistet. In der Tabelle nach Fig. 48 bezeichnen die leeren Kreise, daß die zugehörigen Mehrscheibenkupplungen eingerückt oder wirksam sind.

Die Leistung der Maschine 510 wird von der Kurbelwelle 511 über den Drehmomentwandler 513 zur Primärwelle 521 des Reibscheibengetriebes 520 übertragen. Eine Eingangsdrehzahl der Primärwelle 521 wird kontinuierlich in eine Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 522 durch die Wirkung des primären Reibscheibenpaares 523 und des sekundären Reibscheibenpaares 524 übersetzt, welche von einem Treibriemen 525 umschlungen sind. Die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 522 wird durch die Wirkung des primären Reduktionsrades 528 und des primären treibenden Rades 529 vermindert, wobei die verminderte Drehzahl über die Trommel 569 auf die erste Mehrscheibenkupplung 568 und die zweite Mehrscheibenkupplung 578 übertragen wird. Die erste Mehrscheibenkupplung 568 und die zweite Mehrscheibenkupplung 578 sind ausgerückt, wobei keine Leistung über die erste Mehrscheibenkupplung 568 und die zweite Mehrscheibenkupplung 578 hinaus übertragen wird, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Wenn Fahrbetrieb D, d. h. Vorwärtsfahrt, gewählt ist, so werden die erste Mehrscheibenkupplung 568 und die dritte Mehrscheibenkupplung 584 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 43 fettgezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil 5110 wird ein Druck in die Druckkammer 571 geleitet, um die am Sprengtring 573d, welcher am inneren Umfang der Trommel 569 befestigt ist, anliegende Rückhalteplatte 573c, die getriebenen Scheiben 573b und die treibenden Scheiben 573a mittels des Kolbens 572 zusammenzudrücken, so daß die erste Mehrscheibenkupplung 568 eingerückt wird. Folglich wird Leistung von dem primären getriebenen Rad 529 auf das Ringrad 557 des Doppelritzel-Planetengeriebes 555 übertragen. Ein Druck wird ebenfalls auf die Druckkammer 587 ausgeübt, um die Rückhalteplatte 589c, die getriebenen Scheiben 589b und die treibenden Scheiben 589a der dritten Mehrscheibenkupplung 584 mittels des Kolbens 588 zusammenzudrücken, um die dritte Mehrscheibenkupplung 584 einzurücken. Folglich werden der Träger 560 des Doppelritzel-Planetengeriebes 555 und das Transfertreibrad 582 zur Leistungsübertragung verriegelt.

Demgemäß kämmen in dem Doppelritzel-Planetengeriebe 555 das Ringrad 557, d. h., das Eintriebsglied und das erste Planetenritzel 558; das zweite Planetenritzel 559 kämmt mit dem ersten Planetenritzel 558 und dem Sonnenrad 556, wie in Fig. 44 gezeigt; das Sonnenrad 556 und der Träger 560 drehen zur Differentialdrehung in dieselbe Richtung wie das Ringrad 557; das Drehmoment wird in einem vorbestimmten Aufteilverhältnis auf das Sonnenrad 556 und den Träger 560 verteilt. Damit drehen die mit dem Sonnenrad 556 über Keilverzahnungen gekuppelte Fronttreibwelle 551 und die mit dem Träger 560 verriegelte Transfertreibwelle in derselben Richtung wie das Ringrad 557, womit die Hecktreibwelle 552 in einer Richtung drehangetrieben wird, welche der Drehrichtung des Ringrades 557 entgegengesetzt ist; dies erfolgt über das Transfertreibrad 582 und das mit dem Transfertreibrad 582 kämmende

übertragende getriebene Rad 552a. Während der Drehmomentübertragung dient das Doppelritzel-Planetengetriebe als Zentraldifferential, bei welchem das erste Planetenritzel 558 und das zweite Planetenritzel 559 sich drehen und am Sonnenrad 556 abwälzen, um die Drehzahldifferenz zwischen dem Sonnenrad 556 und dem Träger 560 auszugleichen.

Die zweite Mehrscheibenkupplung 475 ist ausgerückt, um das Ringrad 457 des Doppelritzel-Planetengetriebes 455 zu entlasten, wie in Fig. 35 dargestellt. Da der Träger 460 mit der Fronttreibwelle 451 mittels der Keilverzahnungen gekuppelt ist, dreht sich das Doppelritzel-Planetengetriebe zusammen mit der Treibwelle 451.

Die Drehmomentaufteilungsfunktion des Doppelritzel-Planetengetriebes 555 wird mit Bezug auf eine in Fig. 45 dargestellte Graphik beschrieben.

Die Beziehung zwischen der Drehmomentaufteilung und den Zähnezahlen von Ringrad 557 und Sonnenrad 556 ergibt sich zu:

$$T_i = T_F + T_R$$

$$T_F : T_R = Z_S : (Z_R - Z_S);$$

hierbei sind T_i das dem Ringrad 557 zugeführte Eingangsdrehmoment, T_F das Drehmoment des Sonnenrades 556, welches auf die Vorderräder übertragen werden soll, T_R das Drehmoment des Trägers 560, welches auf die Hinterräder übertragen werden soll, Z_S die Zähnezahl des Sonnenrades 556 und Z_R die Zähnezahl des Ringrades 557. Demgemäß kann ein gewünschtes Bezugsverhältnis T_F/T_R für die Drehmomentaufteilung durch entsprechendes Bestimmen der Zähnezahl Z_S des Sonnenrades 556 und der Zähnezahl Z_R des Ringrades 557 eingestellt werden.

Wenn $Z_S = 37$ und $Z_R = 82$ sind, so gilt

TF : TR = 37 : (82 - 37) und

TF : TR = 45 : 55;

dies bedeutet, daß etwa 45 % bzw. etwa 55 % des Eingangsdrehmomentes, welches dem Doppelritz-Planetengetriebe 555 zugeführt wird, den Vorderrädern bzw. den Hinterrädern zugeteilt wird. Somit kann eine Bezugsbetriebsart mit hecklastiger Drehmomentaufteilung, d. h., eine Betriebsart mit einer Drehmomentaufteilung bereitgestellt werden, bei welcher der Hauptteil des Eingangsdrehmomentes den Hinterrädern zugeführt wird.

Die Druckkammer 596 der vierten Mehrscheibenkupplung 593 wird mit einem Druck beaufschlagt, um den Sprengring 598d, die Rückhalteplatte 598c, die getriebenen Scheiben 598b und die treibenden Scheiben 598a mittels des Kolbens 597 zusammenzudrücken, um ein Kupplungsdrehmoment T_c zu erzeugen. Der hydraulische Regler 547 steuert das Steuerventil 5110, um das Kupplungsdrehmoment T_c zu variieren.

Die Vorderraddrehzahl N_F und die Hinterraddrehzahl N_R , welche von dem Vorderraddrehzahlsensor 544 und dem Hinterraddrehzahlsensor 545 gemessen werden, werden dem hydraulischen Regler 547 zugeführt. Die Hinterräder drehen stets zuerst durch, wenn das Fahrzeug in der Bezugsbetriebsart mit hecklastiger Drehmomentaufteilung, d. h., in einer Betriebsart, bei der $TF < TR$ gilt, auf einer rutschigen Straße fährt. Daher ist der Schlupf S durch $S = N_F/N_R$ ($S > 0$) definiert. Ein Kupplungsdruck P_c , der dem Schlupf S und einem Lenkwinkel ψ entspricht, welcher von dem Lenkwinkelsensor 546 auf den hydraulischen Regler 547 gegeben wird, ist aus einer Zuordnung nach Fig. 45 zu ermitteln, die in dem hydraulischen Regler 547 gespeichert ist. Wenn die Hinterräder nicht durchdrehen und $S \geq 1$, so ist der Kupplungsdruck P_c relativ gering. Wenn die Hinterräder durchdrehen und $S < 1$, so wird der Kupplungsdruck P_c vergrößert, so daß der Schlupf

S abnimmt; der Kupplungsdruck P_c wird auf P_{max} festgesetzt, wenn der Schlupf S nicht größer als ein vorbestimmter Schwellenschlupf S_1 ist. Der Leitungsdruck wird dem Kupplungsdruck P_c zum Zwecke der variablen Steuerung des Kupplungsdrehmomentes T_c der vierten Mehrscheibenkupplung 593 angepaßt.

Somit wird ein By-Pass-Antriebspfad 5111 durch das Einrücken der vierten Mehrscheibenkupplung 593 gebildet. Der By-Pass-Antriebspfad 5111 ist in der Lage, einen Teil des Antriebsdrehmomentes, welches auf das Transfertreibrad 582 übertragen wird, auf die Fronttreibwelle 551 zu übertragen, und einen Teil des Antriebsdrehmomentes, welches auf die Fronttreibwelle 551 übertragen wird, auf das Transfertreibrad 582 zu übertragen. Der By-Pass-Antriebspfad 5111 übt eine Differentialfunktion aus, um im Falle des Durchdrehens der Hinterräder sicherzustellen, daß in der Transfereinheit 550 gilt: (Hinterraddrehzahl NR) > (Drehzahl des Ringrades 557) > (Vorderraddrehzahl NF); das Drehmoment, welches über die vierte Mehrscheibenkupplung 593 auf die Fronttreibwelle 551 übertragen wird, wird um das Kupplungsdrehmoment T_c vergrößert, und das Drehmoment, welches über das mit dem Transfertreibrad 582 kämmende übertragende angetriebene Rad 552a auf die Hecktreibwelle 552 übertragen wird, wird um das Kupplungsdrehmoment T_c vermindert, welches den Vorderrädern zugeführt wird. Folglich gilt:

$$TF = 0,45 T_i + T_c$$

$$TR = 0,55 T_i - T_c.$$

Dementsprechend wird das Drehmoment mit einem hecklastigen Drehmomentaufteilverhältnis $TF : TR = 45 : 55$ auf die Vorderräder und die Hinterräder verteilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen, da das Kupplungsdrehmoment $T_c = 0$ ist, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen. Wenn die Hinterräder durchdrehen

und das Kupplungsdrehmoment T_c erzeugt wird, so wird ein größerer Anteil des Eingangsdrehmomentes T_i über den Bypass-Antriebspfad 5111 gegeben, wie in Fig. 44 dargestellt, wenn das Kupplungsdrehmoment T_c größer ist, wobei das Drehmomentaufteilverhältnis $T_F : T_R$ sich zu $T_{F1} : T_{R1}$ ändert, wie in Fig. 45 dargestellt, so daß das den Vorderrädern zugeführte Drehmoment vergrößert und das den Hinterrädern zugeführte Drehmoment verkleinert wird. Folglich wird der Schlupf der Hinterräder verringert und die Traktion des Fahrzeuges verbessert. Wenn der Schlupf S unter den vorbestimmten Schwellenschlupf sinkt, so steigt der Druck des Öls an, welches der vierten Mehrscheibenkupplung 593 zugeführt wird, das Differential-Grenzdrehmoment steigt auf einen Maximalwert an, und das Sonnenrad 556 ist direkt mit dem Träger 560 verbunden. Folglich ist die Differentialbewegung der Transfereinheit 550 verriegelt und eine direkte Vierrad-Antriebsart liegt vor, bei welcher das Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilverhältnis verteilt wird, welches dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, womit die Traktion des Fahrzeuges auf einen Maximalwert gesteigert wird.

Wenn die Vorderräder durchdrehen, so erfüllt die Differentialfunktion der Transfereinheit 550 die Bedingung: (Hinterraddrehzahl N_R) < (Drehzahl des Ringrades 557) < (Vorderraddrehzahl N_F); ein Drehmoment wird von der Fronttreibwelle 551 dem Transfertreibrad 582 entsprechend dem Kupplungsdrehmoment T_c zugeführt, wobei das von der Fronttreibwelle 551 auf die Vorderräder übertragene Drehmoment um das Kupplungsdrehmoment T_c , welches den Hinterrädern zugeführt wird, vermindert ist. Folglich gilt:

$$T_F = 0,45 T_i - T_c$$

$$T_R = 0,55 T_i + T_c.$$

Demgemäß wird das Drehmoment mit einem hecklastigen

Drehmomentaufteilverhältnis $T_F : T_R = 45 : 55$ auf die Vorderräder und auf die Hinterräder verteilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen, da das Kupplungsdrehmoment $T_c = 0$ ist, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen. Wenn die Vorderräder durchdrehen und das Kupplungsdrehmoment T_c erzeugt wird, so wird das Eingangsdrehmoment T_i den Hinterrädern entsprechend dem Kupplungsdrehmoment T_c zugeführt, um das Drehmoment, welches den Hinterrädern zugeführt wird, zu vergrößern, und das Drehmoment, welches den Vorderrädern zugeführt wird, zu verringern, so daß die Traktion des Fahrzeuges verbessert wird. Wenn der Schlupf S unter einen vorbestimmten Schwellenschlupf sinkt, so steigt der Druck des Öles an, welches der vierten Mehrscheibenkupplung 593 zugeführt wird, das Differential-Grenzdrehmoment steigt auf einen Maximalwert an, und das Sonnenrad 556 ist direkt mit dem Träger 560 verbunden. Folglich ist die Differentialbewegung der Transfereinheit 550 verriegelt, und eine direkte Vierrad-Antriebsart, bei der Drehmoment gemäß einem Drehmomentaufteilverhältnis entsprechend dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle verteilt wird, wird geschaffen, wodurch die Traktion des Fahrzeuges maximiert wird. Damit werden die Drehmomente, die den Vorder- und den Hinterrädern zugeführt werden, über einen weiten Bereich abhängig vom Schlupfverhalten gesteuert, um die Verminderung der Traktion zu vermeiden.

Wenn das Fahrzeug während der Drehmomentaufteilsteuerung zur Schlupfunterdrückung eine Kurve fährt, so wird das Differential-Grenzdrehmoment der dritten Mehrscheibenkupplung 584 entsprechend dem Lenkwinkel ψ korrigierend vermindert. Folglich wird die Differential-Grenzwirkung der Transfereinheit 550 vermindert, wobei die Drehzahldifferenz zufriedenstellend ausgeglichen werden kann; somit kann in engen Kurven eine Bremswirkung vermieden, und eine zufriedenstellende Kontrolle sichergestellt werden.

Wenn Rückwärtsfahrt R gewählt ist, so sind die erste Mehrscheibenkupplung 568 und die dritte Mehrscheibenkupplung 584 ausgerückt, und die zweite Mehrscheibenkupplung 578, die vierte Mehrscheibenkupplung 593 und die fünfte Mehrscheibenkupplung 5102 sind eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 43 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil 5110 wird der Druckkammer 580 ein Druck zugeführt, um den Sprengring 581d, die Rückhalteplatte 581c, die treibenden Scheiben 581a und die getriebenen Scheiben 581b mittels des Kolbens 574 zusammenzudrücken und so die zweite Mehrscheibenkupplung 578 zum Übertragen von Leistung von dem primären angetriebenen Rad 529 auf den Träger 560 des Doppelritzel-Planetengetriebes 555 einzurücken. Die Druckkammer 5103 wird mit einem Druck beaufschlagt, um den Sprengring 5105d, die Rückhalteplatte 5105c, die treibenden Scheiben 5105a und die getriebenen Scheiben 5105b mittels eines Kolbens 5104 zusammenzudrücken und so die fünfte Mehrscheibenkupplung 5102 einzurücken, womit das Ringrad 557 am Getriebegehäuse 506 festgelegt wird. Der Sprengring 593d, die Rückhalteplatte 598c, die treibenden Scheiben 598a und die getriebenen Scheiben 598b werden mittels des Kolbens 597 zusammengedrückt, um die vierte Mehrscheibenkupplung 593 einzurücken, so daß Leistung von der Fronttreibwelle 551 auf die Transfertreibwelle 582 übertragen wird.

Wie in Fig. 47 gezeigt, drehen das erste Planetenritzel 558 und das zweite Planetenritzel 559 folglich in entgegengesetzte Richtungen und wälzen über das Ringrad 557 ab, um das Sonnenrad 556 in einer Richtung zu drehen, die der Drehrichtung des Trägers 560 entgegengesetzt ist. Folglich wird die Fronttreibwelle 551 in Rückwärtsrichtung angetrieben und Leistung wird von der Fronttreibwelle 551 über die vierte Mehrscheibenkupplung 593 auf das Transfertreibrad 582 übertragen, um die Hecktreibwelle 552 in einer Richtung anzutreiben, die der Drehrichtung der Fronttreibwelle 551 entgegengesetzt ist.

Daher wird die auf das primäre getriebene Rad 529 übertragene Leistung in Richtungen auf die Fronttreibwelle 551 und die Hecktreibwelle 552 übertragen, die der Richtung, in welcher die Leistung bei Vorwärtsfahrt D übertragen wird, entgegengesetzt ist. Daher ist das Doppelritzelp-Planetengetriebe 555 in der Lage eine Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählfunktion auszubilden.

In diesem Fall wird Leistung von dem Träger 560 auf die Fronttreibwelle und die Hecktreibwelle 552 mit einem Getriebeverhältnis übertragen, welches sich ausdrücken läßt zu:

$$\text{Getriebeverhältnis} = [ZS + (-ZR)]/ZS.$$

Wenn $ZS = 37$ und $ZR = 82$ sind, beträgt das

$$\text{Getriebeverhältnis} = [37 + (-82)]/37 = -1,216,$$

was ein zweckmäßiges Getriebeverhältnis für Rückwärtsfahrt R darstellt.

Das neben dem Eingangsdrehmoment T_i dem Träger 560 zugeführte Kupplungsdrehmoment T_c wird auf das Transfertreibrad 582 übertragen, wobei der verbleibende Teil des Eingangsdrehmomentes T_i auf die Vorderräder übertragen wird.

$$T_i = T_F + T_R$$

$$T_F = T_i - T_c$$

$$T_R = T_c$$

Daher ist die Traktion des Fahrzeuges durch die Verminderung des Kupplungsdrehmomentes T_c verbessert, so daß der Teil des Eingangsdrehmomentes T_i , der den Vorderrädern zugeführt wird, vergrößert wird, um das Drehmoment der Vorderräder zu vergrößern und das Drehmoment der Hinterräder zu verringern, wenn die Hinterräder durchdrehen, um so den Schlupf zu unterdrücken. Wenn der Schlupf S unter einen vorbestimmten Schwellenschlupf sinkt, so wird der Druck des Öls, welches

der vierten Mehrscheibenkupplung 593 zugeführt wird, auf einen Maximalwert vergrößert, wobei das Differential-Grenzdrehmoment T_c auf einen Maximalwert vergrößert wird, um die Fronttreibwelle 551 und das Transfertreibrad 582 direkt zu verbinden und eine direkte Vierrad-Antriebsart auszubilden, bei welcher das Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilverhältnis verteilt wird, welches dem Lastaufteilverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht; hierdurch wird die Traktion des Fahrzeuges maximiert. Somit werden die Drehmomente, die auf die Vorder- und Hinterräder verteilt werden, in einem weiten Bereich abhängig vom Schlupfverhalten gesteuert, um die Verminderung der Traktion zu vermeiden. Wenn das Fahrzeug während der Drehmomentverteilungssteuerung zur Schlupfunterdrückung eine Kurve fährt, so wird das Differential-Grenzdrehmoment der vierten Mehrscheibenkupplung 593 korrigiert und entsprechend dem Lenkwinkel ψ vermindert. Folglich kann die Drehzahldifferenz zufriedenstellend ausgeglichen werden, so daß eine Bremswirkung in engen Kurven vermieden und eine zufriedenstellende Kontrolle sichergestellt werden kann.

Bei der fünften Ausführung sind die Fronttreibwelle 551 und die Hecktreibwelle 552 zur Leistungsübertragung auf das Frontdifferential 530, welches an die Ausgangsseite des Reibscheibengetriebes 520 angeschlossen ist, bzw. das Heckdifferential 538 parallel zur Kurbelwelle 511 der in Querrichtung eingebauten Maschine 510 angeordnet, wobei das Doppelritzel-Planetengetriebe 555 an der Fronttreibwelle 551 befestigt ist und das Sonnenrad 556 mit der Fronttreibwelle 551 gekuppelt ist; die erste Mehrscheibenkupplung 568 ist in der Lage, die Ausgangsleistung des Reibscheibengetriebes 520 auf das Ringrad 557 zu übertragen; die zweite Mehrscheibenkupplung 578 ist in der Lage, die Ausgangsleistung des Reibscheibengetriebes 520 auf den Träger 560 zu übertragen; die dritte Mehrscheibenkupplung 584 ist in der Lage, den Träger 560 mit dem Transfertreibrad 582 zur Leistungsübertragung zu

verriegeln; die vierte Mehrscheibenkupplung 593 ist in der Lage, die Fronttreibwelle 551 und die Hecktreibwelle 552 zur Leistungsübertragung zu verriegeln; die fünfte Mehrscheibenkupplung 5102 ist in der Lage, das Ringrad 557 an einer Drehung zu hindern; die Mehrscheibenkupplungen 568, 578, 584, 593 und 5102 werden selektiv gesteuert, so daß das Kraftfahrzeugantriebssystem die Funktionen eines Zentraldifferentials ausführt, um Drehmomente in bestimmter Weise auf die Fronttreibwelle 551 und die Hecktreibwelle 552 zu übertragen und einen Differential-Grenzfunktion bereitzustellen, so daß das Fahrzeug zufriedenstellende Eigenschaften aufweist, sowohl wenn Fahrbetrieb D, d. h. Vorwärtsfahrt, als auch wenn Rückwärtsfahrt R gewählt ist; weiterhin können die Funktionen eines Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus' ausgeführt werden, wenn Fahrbetrieb D, d. h. Vorwärtsfahrt, oder Rückwärtsfahrt R gewählt ist.

Während ein gewöhnliches Kraftfahrzeugantriebssystem jeweils spezielle Doppelritzel-Planetengetriebe für ein Zentraldifferential und einen Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus benötigt, ist für das Kraftfahrzeugantriebssystem der fünften Ausführung der Erfindung ein einziges Doppelritzel-Planetengetriebe sowohl für die Funktion des Zentraldifferentials als auch für den Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus ausreichend. Daher weist das Kraftfahrzeugantriebssystem der fünften Ausführung der Erfindung eine hohe Funktionstüchtigkeit sowie eine einfache, kompakte und leichtgewichtige Konstruktion auf; eine geringe Gesamtlänge vereinfacht die Steuervorgänge und kann mit geringen Herstellungskosten produziert werden. Demgemäß kann das Kraftfahrzeugantriebssystem in einer Fahrzeugkarosserie montiert werden, wobei kein oder nur ein geringer Teil in einen Tunnel hereinragt, der unter der Fahrgastzelle ausgebildet ist, wodurch die Querschnittsfläche des Tunnelabschnittes, der in die Fahrgastzelle hineinragt, stark reduziert wird; ein ausnehmend großer Raum kann zwischen dem Fußbereich und dem Kraftfahrzeug-

antriebssystem bereitgestellt werden, und ebenso kann ein ausreichend großer Raum für die Fahrgastzelle bereitgestellt werden, was einen verbesserten Komfort mit sich bringt.

Da ein vergrößerter Raum zwischen dem Fußbereich und dem Kraftfahrzeugantriebssystem bereitgestellt ist, kann auch eine ausreichend große Knautschzone sichergestellt werden, die erforderlich ist, um die Passagiere im Fall einer Kollision zu schützen; ferner steht ein ausreichend großer Raum für Arbeiten beim Einbau und beim Ausbau des Getriebes im Maschinenraum zur Verfügung. Weiterhin ist die Freiheit bei der Gestaltung der Fahrzeugkarosserie vergrößert, und das Kraftfahrzeugantriebssystem kann in einer Karosserie mit schlankem Vorderbau, der eine niedrige Motorhaube aufweist, montiert werden.

Eine elektromagnetische Kupplung oder eine hydraulische Kupplung können anstelle des Drehmomentwandlers 513 verwendet werden. Wenn eine elektromagnetische Kupplung oder eine hydraulische Kupplung anstelle des Drehmomentwandlers verwendet werden, so kann die Leistungsübertragung auf die Primärwelle 531 des Reibscheibengetriebes 520 und über das Reibscheibengetriebe 520 hinaus unterbrochen werden, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Durch Vergleich des Kraftfahrzeugantriebssystems 500 der fünften Ausführung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug und des Kraftfahrzeugantriebssystems 100 der ersten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug wird deutlich, daß der Drehmomentwandler, das Reibscheibengetriebe, das Frontdifferential, das erste, das zweite und das fünfte Gehäuse, die das Getriebegehäuse mit dem Reibscheibengetriebe bilden, sowie die Hauptkomponenten der Transfereinheit mit der Fronttreibwelle, dem Doppelritzelp-Planetengetriebe, der festen Welle und der ersten und zweiten Mehrscheibenkupplung dem Kraftfahrzeugantriebssystem 500 der fünften Ausführung

für ein vierradgetriebenes Fahrzeug und dem Kraftfahrzeugantriebssystem 100 der ersten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug gemeinsam sind.

Daher können die wesentlichen Abschnitte des Kraftfahrzeugantriebssystems eines vierradgetriebenen Kraftfahrzeugs in relativ einfacher Weise durch zusätzliches Einbeziehen eines Kraftübertragungsmechanismus in das Kraftfahrzeugantriebssystem 100 der ersten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug zur Kraftübertragung auf das Heckdifferential konstruiert werden; dieser enthält die dritte, die vierte und die fünfte Kupplung sowie das Transfertreibrad und die Hecktreibwelle.

Sechste Ausführung

Ein Antriebssystem 600 einer sechsten Ausführung gemäß der Erfindung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug ist nun anhand der Fig. 49 bis 56 beschrieben.

Fig. 49 zeigt ein Kraftfahrzeugantriebssystem 600 einer sechsten Ausführung für ein vierradgetriebenes Fahrzeug mit einem Drehmomentwandlergehäuse 601, welches mit einer in Längsrichtung angeordneten Maschine 610 verbunden ist und einen Drehmomentwandler 620 enthält. Ein Reibscheibengetriebegehäuse 602 ist hinter dem Drehmomentwandlergehäuse 601 angeordnet und enthält ein Reibscheibengetriebe 630 sowie ein Frontdifferential 640. Ein Gehäuse 640 ist hinter dem Reibscheibengetriebegehäuse 602 angeordnet und enthält eine Transfereinheit 650 auf einer Lagerscheibe 603. Ein Erweiterungsgehäuse 605 ist hinter dem Gehäuse 604 angeordnet und enthält einen Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen der Ausgangsleistung der Transfereinheit 650 auf die Hinterräder. Die Komponenten sind aufeinanderfolgend in dieser Reihenfolge verbunden, um so ein Getriebegehäuse 606 auszubilden. Eine Ölwanne ist an einem unteren Abschnitt des Ge-

triebegehäuses 606 angebracht.

Die in Längsrichtung angeordnete Maschine 610 hat eine an den im Drehmomentwandlergehäuse 601 vorgesehenen Drehmomentwandler 620 angeschlossene Kurbelwelle 611. Eine dem Drehmomentwandler 620 zugehörige Ausgangswelle 621 ist mit einer Primärwelle 631 gekuppelt, die sich in dem Reibscheibengetriebe befindet, das in dem Reibscheibengetriebegehäuse 602 enthalten ist, um Leistung von der Kurbelwelle 611 über den Drehmomentwandler 620 auf die Primärwelle 631 des Reibscheibengetriebes 630 zu übertragen.

Das Reibscheibengetriebe 630 übersetzt eine Eingangsrehzahl in eine Ausgangsrehzahl einer Sekundärwelle 632. Leistung wird von der Sekundärwelle 632 auf die Transfereinheit 650 übertragen, welche sich in dem Gehäuse 604 und dem Erweiterungsgehäuse 605 befindet. Die Transfereinheit 650 überträgt Leistung über das Frontdifferential 640 auf die Vorderräder und über eine Antriebswelle 647 und ein Heckdifferential 648 auf die Hinterräder.

Eine Ölpumpe 608, die kontinuierlich von einer im Drehmomentwandler 620 enthaltenen Ölantriebswelle 624a angetrieben wird, ist in dem Drehmomentwandlergehäuse 601 enthalten. Die Ölpumpe 608 liefert Öl mit Leitungsdruck, um das Öl dem Drehmomentwandler und zugehörigen Bauteilen zuzuführen. Ferner wird hierdurch eine hydraulische Steuerung des Reibscheibengetriebes 630 sowie die hydraulische Steuerung der Transfereinheit 650 über einen hydraulischen Regler 609 auf der Grundlage von Signalen ermöglicht, die von einem Fahrgeschwindigkeitssensor 609a, einem Drosselklappenstellungssensor 609b, einem Wählhebelschalter 609c, einem Vorderraddrehzahlsensor 609d, einem Hinterraddrehzahlsensor 609e und einem Lenkwinkelsensor 609f bereitgestellt werden.

Der Drehmomentwandler 620, das Reibscheibengetriebe 630, das

Frontdifferential 640 und die Transfereinheit 650 sind im folgenden nacheinander mit Bezug auf die Fig. 50 und 51 beschrieben.

Fig. 50 zeigt in einer Schnittansicht den Drehmomentwandler 620 mit einer Ausgangswelle 621, die drehbar in Kugellagern 631a auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 602 und der Lagerscheibe 603 koaxial mit der Kurbelwelle 611 gelagert ist.

Die Ausgangswelle 621 ist zum Zwecke der Drehbarkeit von einer Statorwelle 622 umgeben, die einen im wesentlichen zylindrischen äußeren Umfang aufweist und an ihrem Basisende mit einem Flansch versehen ist, der mittels Bolzen an dem Reibscheibengetriebegehäuse 602 befestigt ist. Die Ölpumpenantriebswelle 624a ist mit einem Flügelrad 624 verbunden, welches drehbar auf der Statorwelle 622 sitzt.

Der äußere Umfang des Flügelrades 624 ist mit dem äußeren Umfang einer Frontabdeckung 625 verbunden und über ein Anlasserringrad 625a mit dem äußeren Umfang der Frontabdeckung 625 verbunden; eine Antriebsscheibe 626 ist mit der Kurbelwelle 611 mittels Bolzen derart verbunden, daß sie zusammen mit der Kurbelwelle 611 dreht.

Eine Turbine 627 ist entgegengesetzt zu dem Flügelrad 624 angeordnet und mit der Ausgangswelle 621 mittels Keilverzahnungen gekuppelt. Ein Stator 628 ist zwischen dem Flügelrad 624 und der Turbine 627 angeordnet und auf einer Einwegkupplung 628a getragen, die auf der Statorwelle 622 angebracht ist.

Eine Verriegelungskupplung 629 ist zwischen der Turbine 627 und der Frontabdeckung 625 angeordnet. Die Ölpumpe 608 enthält ein Innenrad 608a, welches durch die Ölpumpenantriebswelle 624a drehangetrieben wird, und ein Außenrad 608b, das mit dem Innenrad 608a kämmt, wobei ein Ölpumpengehäuse 608c

an dem Basisende der Statorwelle 622 angebracht ist.

Die Drehung der Kurbelwelle 611 der Maschine 610 wird über die Antriebsscheibe 626, welche an der Kurbelwelle 611 mittels Bolzen befestigt ist, das Anlasserringrad 625a und die Frontabdeckung 625 auf das Flügelrad 624 übertragen, um dasselbe in Drehung zu versetzen.

Wenn das Flügelrad 624 dreht, so wird Öl durch Zentrifugalkraft in den Außenbereich des Flügelrades 624 gebracht; das Öl fließt in die Turbine 627, um ein Drehmoment auf die Turbine 627 zu übertragen, welches in dieselbe Richtung wirkt, in der sich das Flügelrad 624 dreht, so daß die über die Keilverzahnungen mit der Turbine 627 gekuppelte Ausgangswelle 621 drehangetrieben wird. Die Fließrichtung des Öls, welches aus der Turbine 627 ausfließt, wird von dem Stator 628 in eine Richtung abgelenkt, so daß die Drehung des Flügelrades 624 unterstützt wird, um so das Drehmoment des Flügelrades 624 zu vergrößern. Wenn die Turbine 627 mit hoher Drehzahl dreht, so fließt Öl gegen die Rückseite des Stators 628, so daß der Stator 628 frei auf der Einwegkupplung 628a dreht.

Wenn eine feste Fahrgeschwindigkeit oder Drehzahl erreicht ist, so geht die Verriegelungskupplung 629 mit dem Flügelrad 624 und der Turbine 627 durch die Frontabdeckung 625 in Eingriff, um den Drehmomentwandler ohne Schlupf arbeiten zu lassen; folglich ist die Betriebsgeschwindigkeit der Maschine 610 entsprechend vermindert, wodurch der Treibstoffverbrauch verringert und die Laufruhe verbessert wird.

Die Reibscheibenkupplung 630 hat eine Primärwelle 631, eine parallel zur Primärwelle 631 angeordnete Sekundärwelle 632, ein auf der Primärwelle 631 angebrachtes primäres Reibscheibenpaar 633, ein auf der Sekundärwelle 632 angebrachtes sekundäres Reibscheibenpaar 634 und einen Treibriemen 635, der

das primäre Reibscheibenpaar 633 und das sekundäre Reibscheibenpaar 634 umschlingt. Die jeweiligen Scheibenzwischenräume des primären Reibscheibenpaares 633 und des sekundären Reibscheibenpaares 634 werden verändert, um das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 633 und des sekundären Reibscheibenpaares 634 zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung zu variieren.

Das primäre Reibscheibenpaar 633, welches auf der einstückig mit der Ausgangswelle 621 ausgebildeten Primärwelle 631 montiert ist, hat eine feste konische Reibscheibe 633a, die einstückig mit der Primärwelle 631 ausgebildet ist und eine bewegliche konische Reibscheibe 633b, die in axialer Richtung bezüglich der festen konischen Reibscheibe 633a beweglich ist. Die feste konische Reibscheibe 633a und die bewegliche konische Reibscheibe 633b müssen den Treibriemen 635 mit einer bestimmten Klemmkraft halten, wobei die Breite des Scheibenzwischenraumes, der durch die feste konische Reibscheibe 633a und die bewegliche konische Reibscheibe 633b gebildet ist gleichmäßig steuerbar sein muß, um einen gleichmäßigen Betrieb des Getriebes zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung zu gewährleisten. Daher sind eine Vielzahl axialer Rillen in den zusammengehörigen Oberflächen der Primärwelle 631 und der beweglichen konischen Reibscheibe 633b ausgebildet, wobei Kugeln 633c in den zusammengehörigen Rillen zur Drehmomentübertragung angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrischer erster Kolben 637a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 633b angeordnet, d. h. an der Seite, die der festen konischen Reibscheibe 633a abgewandt ist; eine Druckkammer 637A wird durch den ersten Kolben 637a und einen Zylinder 637b gebildet, der eine Grundfläche mit einem zentralen an der Primärwelle 631 befestigten Bereich aufweist. Die entgegengesetz-

ten Enden eines zweiten Kolbens 637d sitzen jeweils in einem an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 633b befestigten Kolben 637c und dem ersten Kolben 637a, um eine Druckkammer 637B auszubilden. Die bewegliche konische Reibscheibe 633b wird von einem hydraulischen Betätiger 637 mit einer Feder 637e in Richtung auf die feste konische Reibscheibe 633a vorgespannt.

Ein Ölkanal 631b ist in der Primärwelle 631 so ausgebildet, daß er an die Druckkammern 637A und 637B angeschlossen ist. Der hydraulische Regler 609 führt einen Steuerungsvorgang auf Grundlage von Signalen aus, die die Stellung der Drosselklappe und dergleichen darstellen, womit Öl in die Druckkammern 637A und 637B des hydraulischen Betätigers 637 eingeleitet und aus diesen ausgeleitet wird. Dies erfolgt über einen Ölkanal 603b, der in der Lagerscheibe 603 und einer Buchse 603c ausgebildet ist, um die bewegliche konische Reibscheibe 633b entlang der Primärwelle 631 zu verschieben und so die Breite der Scheibenzwischenräume zu variieren.

Die sich parallel zur Primärwelle 631 erstreckende Sekundärwelle 632 ist drehbar in Kugellagern 632a auf dem Reibschalengetriebegehäuse 602 und der Lagerscheibe 603 gelagert. Das auf der Sekundärwelle 632 angebrachte sekundäre Reibschalenpaar 634 hat eine feste konische Reibscheibe 634a, die einstückig mit der Sekundärwelle 632 ausgebildet ist, und eine bewegliche konische Reibscheibe 634b, die in axialer Richtung relativ zur festen konischen Reibscheibe 634a beweglich ist. Eine Vielzahl axialer Rillen sind in den zusammengehörigen Oberflächen der beweglichen konischen Reibscheibe 634b und der Sekundärwelle 632 ausgebildet, wobei Kugeln 634c in den zusammengehörigen axialen Rillen zur Drehmomentübertragung von der sekundären konischen Reibscheibe 634 auf die Sekundärwelle 632 angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrisches Bauteil 636a ist an der

Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 634b befestigt; eine Druckkammer 636A wird durch den Zylinder 636a und einen zylindrischen Kolben 636b gebildet, welcher mit einem zentralen Abschnitt an der Sekundärwelle 632 befestigt ist; die bewegliche konische Reibscheibe 634b ist in Richtung auf die feste konische Reibscheibe 634a mittels einer Feder 636c vorgespannt, um einen hydraulischen Betätiger 636 zu bilden.

Ein Ölkanal 632b ist in der Sekundärwelle 632 so ausgebildet, daß er mit der Druckkammer 636A verbunden ist. Der hydraulische Regler 609 führt einen Steuerungsvorgang auf Grundlage von Signalen aus, die die Stellung der Drosselklappe und dergleichen darstellen, womit Öl in die Druckkammer 636A des hydraulischen Betätigers 636 eingeleitet und aus dieser ausgeleitet wird. Dies erfolgt durch einen Ölkanal 604a, der in dem Gehäuse 604 ausgebildet ist. Ein Treibrad 639 ist an einem Ende der Sekundärwelle 632 angebracht.

Der druckaufnehmende Bereich der beweglichen konischen Reibscheibe 633b des primären Reibscheibenpaares 633 ist größer als derjenige der beweglichen konischen Reibscheibe 634b des sekundären Reibscheibenpaares 634. Wenn das Öl in die Druckkammern 637A, 637B und 636A eingeleitet und aus diesen ausgeleitet wird, sind daher die Änderungen der Breiten des Scheibenzwischenraumes des primären Reibscheibenpaares 633 und des Scheibenzwischenraumes des sekundären Reibscheibenpaares 634 zueinander gegenläufig. Daher wird das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 633 und des sekundären Reibscheibenpaares 634 kontinuierlich variiert, um die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 632 kontinuierlich zu verändern.

Das Frontdifferential 640 weist dieselbe Konstruktion wie das Frontdifferential 130 auf, mit welchem die erste Ausführung ausgestattet ist. Daher kann ein Tellerrad 643, welches

in dem Frontdifferential 640 enthalten ist, einen geringen Durchmesser aufweisen, das Frontdifferential 640 kann mit vergleichsweise geringen Gesamtabmessungen gebildet werden, und das Reibscheibengetriebe 630 und das Frontdifferential 640 können nahe beieinander angeordnet werden.

Die Konstruktion der Transfereinheit 650 ist im folgenden mit Bezug auf die Fig. 50 und 51 beschrieben.

Die Transfereinheit 650 hat eine Fronttreibwelle 651, d. h., eine erste Treibwelle, und eine Hecktreibwelle 652, d. h., eine zweite Treibwelle, die parallel zur Kurbelwelle 611 der Maschine 610, der Ausgangswelle 621, der Primärwelle 631 und der Sekundärwelle 632 liegen.

Aus der Blickrichtung des Pfeiles A in Fig. 50 ist die Anordnung der Kurbelwelle 611, der Primärwelle 631, der Sekundärwelle 632 und der Fronttreibwelle 651 sowie der Hecktreibwelle 652, die sich zueinander parallel erstrecken, dieselbe wie die der entsprechenden Wellen der fünften Ausführung, welche im vorangehenden anhand von Fig. 42 beschrieben wurde. Somit hat das Antriebssystem einen kompakten Aufbau mit relativ geringer Höhe, um die Kombination desselben mit einem Reibscheibengetriebe 630 zu vereinfachen. Da die Hecktreibwelle 652 und die Primärwelle 631 in derselben vertikalen Ebene übereinander angeordnet sind, kann das Kraftfahrzeugantriebssystem in einfacher Weise in einen Tunnel 649 eingeführt werden. Ferner ist die Kompatibilität des Kraftfahrzeugantriebssystems mit sowohl einer Fahrzeugkarosserie, die für die Montage eines Schaltgetriebes (MT) als auch mit einer Fahrzeugkarosserie, die für die Montage eines automatischen Getriebes (AT) ausgelegt ist, gegeben.

Ein Ausgleichsritzel 651a, welches mit dem Tellerrad 643 des Frontdifferentials 640 kämmt, ist an einem Ende der Front-

treibwelle 651 ausgebildet. Ein Ende der Fronttreibwelle 651 ist drehbar in einem Kegelrollenlager 651d gelagert, und das andere Ende ist drehbar in einem Nadellager 651e auf dem Erweiterungsgehäuse 605 gelagert.

Die Fronttreibwelle 651 ist an ihrem Heckende mit Keilverzahnungen 651b versehen, die mit einer Scheibe 683 in Eingriff stehen, welche eine in einer dritten Mehrscheibenkupplung, d. h. einer dritten Reibkupplung, enthaltene Kupplungstrommel 685 trägt. Ein Ölkanal 651c, dessen eines Ende sich am Heckende der Fronttreibwelle 651 öffnet und dessen anderes Ende sich in einer Druckkammer 696 öffnet, welche in einer vierten Mehrscheibenkupplung, d. h. einer vierten Reibkupplung, enthalten ist. Der Innenring des Kegelrollenlagers 651d ist zwischen dem Ausgleichsritzel 651a und einer auf die Fronttreibwelle 651 aufgeschraubten Verriegelungsmutter 651f gehalten, um eine axiale Bewegung der Fronttreibwelle 651 zu verhindern.

Ein Ende der Hecktreibwelle 652 ist über ein Universalgelenk mit einer Antriebswelle 647 verbunden, und das andere Ende ist mit einem übertragenden getriebenen Rad 652a ausgestattet. Die Hecktreibwelle 652 ist drehbar in einer Vielzahl von Kugellagern 652b auf dem Gehäuse 604 und dem Erweiterungsgehäuse 605 des Getriebegehäuses 606 gelagert.

Eine Nabe 653 ist drehbar an der Fronttreibwelle 651 angebracht. Die Nabe 653 weist einen auf der Fronttreibwelle 651 sitzenden zylindrischen Abschnitt 653a auf sowie einen am Basisende des zylindrischen Abschnittes 653a ausgebildeten Flansch 653b. Der zylindrische Abschnitt 653a ist mit Keilverzahnungen 653c ausgestattet, die mit dem Sonnenrad 656 eines Doppelritzel-Planetengetriebes 655 in einem Bereich seines äußeren Umfangs in der Nähe des Flansches 653b und den Keilverzahnungen 653d kämmen, welche mit der Kupplungsnabe 695 der vierten Mehrscheibenkupplung 693, d. h. der

vierten Reibkupplung, in ihrem heckseitigen Endabschnitt in Eingriff stehen. Eine Kupplungsnahe 679 der zweiten Mehrscheibenkupplung 678, d. h. einer zweiten Reibkupplung, ist einstückig mit dem Flansch 653b ausgebildet. Die Nahe 653 ist zwischen einem auf der Lagerscheibe 603 von der an der Lagerplatte 603 befestigten festen Welle 661 getragenen Axiallager 653g gehalten, wobei ein Axiallager 653h durch eine Scheibe 683 unterstützt ist, die die Kupplungsnahe 686 und 695 der dritten Mehrscheibenkupplung 684 und der vierten Mehrscheibenkupplung 693 auf dem Erweiterungsgehäuse 605 trägt, um die Nahe 653 an einer axialen Bewegung zu hindern.

Das Doppelritzel-Planetengetriebe 655 hat ein mit der Nahe 653 über Keilverzahnungen 653c, die im äußeren Umfang der Nahe 653 ausgebildet sind, gekuppeltes Sonnenrad 656, ein Ringrad 657, ein mit dem Ringrad 657 kämmendes erstes Planetenritzel 658, ein zweites Planetenritzel 659, das mit dem Sonnenrad 656 und dem ersten Planetenritzel 658 kämmt, sowie einen Träger 660, der das erste Planetenritzel 658 und das zweite Planetenritzel 659 in Nadellagern 660a drehbar lagert. Auf das Ringrad 657 aufgebrachte Kraft wird auf das Sonnenrad 656 und den Träger 660 mit einem Drehmomentaufteilungsverhältnis verteilt, welches von den Dimensionen von Sonnenrad 656 und Ringrad 657 abhängt. Wenn das Ringrad 657 an dem Gehäuse 604 festgelegt ist, so wird der Träger 660 in einer Richtung gedreht, die der Drehrichtung des Sonnenrades 656 entgegengesetzt ist.

Die feste Welle 661 ist im wesentlichen zylindrisch, erstreckt sich um die Fronttreibwelle 651 und weist ein mit einem Flansch ausgestattetes Basisende auf, welcher an die Lagerscheibe 603 des Getriebegehäuses 606 mit Bolzen 661a befestigt ist. Ein Raum zwischen dem inneren Umfang der festen Welle 661 und der Fronttreibwelle 651 ist mit einer Öldichtung 665 abgedichtet, so daß eine Druckkammer 665A gebildet wird. Die feste Welle 661 ist mit einem Ölkanal

661b ausgestattet, der mit der Druckkammer 665A in Verbindung steht, sowie einem Ölkanal 661c in seinem äußeren Umfang.

Das mit dem treibenden Rad 639 kämmende getriebene Rad 662 ist drehbar mit einem Nadellager 662a auf der festen Welle 661 gelagert. Eine Eintriebswählvorrichtung 667 zur selektiven Leistungsübertragung von dem getriebenen Rad 662 auf das Ringrad 657 oder über die Nabe 653 auf das Sonnenrad 656 ist zwischen dem getriebenen Rad 662 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 655 angeordnet. Die Eintriebswählvorrichtung 667 weist eine erste Mehrscheibenkupplung 668, d. h. eine erste Reibkupplung, und eine zweite Mehrscheibenkupplung 678, d. h. eine zweite Reibkupplung, auf.

Bei der ersten Mehrscheibenkupplung 668 ist eine drehbar über eine Buchse 669a auf der festen Welle 661 gelagerte Kupplungstrommel 669 mit dem getriebenen Rad 662 verbunden; eine Kupplungstrommel 670 ist mit dem Ringrad 657 des Doppelritzel-Planetengetriebes 655 verbunden. Die erste Mehrscheibenkupplung 668 verriegelt das getriebene Rad 662 und das Ringrad 657 zur Leistungsübertragung. Eine Druckkammer 671 wird mit einem Druck beaufschlagt, um eine Rückhalteplatte 673c, die an einem Sprengring 673d anliegt, getriebene Scheiben 673b und treibende Scheiben 673a mittels eines Kolbens 672 zusammenzupressen, um die erste Mehrscheibenkupplung 668 zur Leistungsübertragung einzurücken. Mit 672a ist eine Dichtung bezeichnet, die auf dem Kolben 672 sitzt und in der Lage ist, eine flüssigkeitsdichte Abdichtung zwischen dem Kolben 672 und der Kupplungstrommel 669 zur Verfügung zu stellen und an der Kupplungstrommel 669 entlang zu gleiten. Ein Halter 675a ist auf einer Seite des Kolbens 672 angeordnet, entgegengesetzt der anderen Seite desselben, auf welcher die Druckkammer 671 ausgebildet ist, und ein Druck wird auf den Kolben 672 durch den Kolben 674 mittels einer Rückstellfeder 676 aufgebracht.

In der zweiten Mehrscheibenkupplung 678 dient die Kupplungstrommel 669 ebenso als Kupplungstrommel der ersten Mehrscheibenkupplung 668, wobei die Kupplungstrommel 679 einstückig mit der Nabe 653 ausgebildet ist. Die zweite Mehrscheibenkupplung 678 ist in der Lage, Leistung von dem getriebenen Rad 662 über die Nabe 653 auf das Sonnenrad 656 zu übertragen. Die Druckkammer 680 wird mit einem Druck beaufschlagt, um eine Rückhalteplatte 681c, die an einem an dem Kolben 672 befestigten Sprengring 681d anliegt, getriebene Scheiben 681b und treibende Scheiben 681a mittels eines Kolbens 674 zusammenzudrücken, um die zweite Mehrscheibenkupplung 678 zur Leistungsübertragung einzurücken. Ein Zentrifugaldruck, der in der Druckkammer 630 erzeugt wird, wird durch einen Druck in einer Druckausgleichskammer 675 ausgeglichen. Auf den Kolben 674 wird durch die Rückstellfeder 676 ein Druck aufgebracht.

Ein Transfertreibrad 682 wird drehbar mittels eines Kugellagers 682a auf dem Gehäuse 604 des Getriebegehäuses 606 gelagert und drehbar mittels eines Nadellagers 682b auf der Nabe 653 auf einer Seite des Doppelritzel-Planetengeriebes 655 gelagert, die entgegengesetzt der anderen Seite desselben angeordnet ist, an der sich die Eintriebswählvorrichtung 667 befindet. Ein übertragendes getriebenes Rad 652a, welches auf der Hecktreibwelle 652 angebracht ist, kämmt mit dem Transfertreibrad 682 zur Leistungsübertragung. Der Träger 660 des Doppelritzel-Planetengeriebes 655 ist mit dem Transfertreibrad 652 über Keilverzahnungen gekuppelt, und ein Parksperrenrad 682c ist mit dem Transfertreibrad 682 kombiniert.

Bei der dritten Mehrscheibenkupplung 684 ist die Kupplungstrommel mit dem Transfertreibrad 682 über ein Trommelbauteil 685a verbunden und koaxial mit der Fronttreibwelle 651 drehbar auf dem Erweiterungsgehäuse 605 gelagert. Die Kupplungsnabe 686 ist mit einer Scheibe 683 verbunden, die mittels

der Keilverzahnungen 651b mit der Fronttreibwelle 651 verbunden ist. Somit ist die Mehrscheibenkupplung 684 zur Leistungsübertragung zwischen dem Transfertreibrad 682 und der Fronttreibwelle 651 angeordnet. Ein Druck wird auf die Druckkammer 687 aufgebracht, um die Rückhalteplatte 689c, die an einem an der Kupplungstrommel 685 befestigten Sprengring 689d anliegt, getriebenen Scheiben 689b und treibenden Scheiben 689a mittels eines Kolbens 688 zusammenzudrücken, um die dritte Mehrscheibenkupplung 684 zur Leistungsübertragung einzurücken. Ein Halter 690 ist auf einer Seite des Kolbens 688 angeordnet, der entgegengesetzt zu der anderen Seite desselben liegt, auf welcher die Druckkammer 687 ausgebildet ist, um eine Druckausgleichskammer 691 zum Ausgleich eines in der Druckkammer 687 erzeugten Zentrifugaldruckes auszubilden. Ein Druck wird auf den Kolben 688 mittels einer Rückstellfeder 692 aufgebracht.

Die vierte Mehrscheibenkupplung 693, d. h. eine vierte Reibkupplung, zum selektiven Verriegeln der Fronttreibwelle und der Nabe 653 zur Leistungsübertragung ist zwischen der Fronttreibwelle 651 und dem Heckende der Nabe 653 angeordnet.

Bei der vierten Mehrscheibenkupplung 693 ist eine Kupplungstrommel 694 mittels der Keilverzahnungen 653d mit der Nabe 653 gekuppelt, die Kupplungsnabe 695 ist mit einer Scheibe 683 verbunden, und die Scheibe 683 ist mittels Keilverzahnungen zur Leistungsübertragung mit der Fronttreibwelle 651 gekuppelt. Eine Druckkammer 696 ist mit einem Druck beaufschlagt, um eine Rückhalteplatte 698c, die an einem an der Kupplungstrommel 694 befestigten Sprengring 698d anliegt, getriebene Scheiben 698b und treibende Scheiben 698a, die mit der Kupplungsnabe 695 gekuppelt sind, mittels eines Kolbens 697 zusammenzudrücken, um die vierte Mehrscheibenkupplung 693 zur Leistungsübertragung einzurücken. Ein Halter 699 ist so angeordnet, daß eine Druckausgleichskammer 6100

zum Ausgleich eines Zentrifugaldruckes ausgebildet wird, welcher in der Druckkammer 696 erzeugt wird. Auf den Kolben 697 ist ein Druck mittels einer Rückstellfeder 6101 aufgebracht.

Eine fünfte Mehrscheibenkupplung 6102, d. h. eine fünfte Reibkupplung, zum selektiven Festlegen des Ringrades 657 an das Gehäuse 604 ist zwischen dem Gehäuse 604 des Getriebegehäuses 606 und dem Ringrad 657 des Doppelritz-Planetengetriebes 655 angeordnet.

Die in der fünften Mehrscheibenkupplung 6102 gebildete Druckkammer 6103 ist mit einem Druck beaufschlagt, um eine Rückhalteplatte 6105c, die an einem an dem Gehäuse 604 befestigten Sprengring 6105d anliegt, getriebene Scheiben 6105b und treibende Scheiben 6105a, welche mit der an dem Ringrad 657 befestigten Kupplungsnahe 670 gekuppelt sind, mittels eines Kolbens 6104 zusammenzudrücken, um die fünfte Mehrscheibenkupplung 6102 einzurücken und so das Ringrad 657 an dem Gehäuse 604 festzulegen. Auf den Kolben 6104 ist mittels einer Rückstellfeder 6106 ein Druck aufgebracht.

Ein Steuerventil 6110 ist in einer mit einem unteren Bereich des Getriebegehäuses 606 verbundenen Ölwanne 607 angeordnet. Das Steuerventil 6110 wird durch den hydraulischen Regler 609 auf Grundlage von Signalen gesteuert, die von dem Fahrgeschwindigkeitssensor 609a, dem Drosselklappenstellungssensor 609b, dem Wählhebelschalter 609c, dem Vorderraddrehzahlsensor 609d, dem Hinterraddrehzahlsensor 609e und dem Lenkwinkelsensor 609f bereitgestellt werden, um das Öl, welches aus der Ölpumpe 609 ausgeleitet wird, selektiv der Eintriebswählvorrichtung 667, den jeweiligen Druckkammern 671, 680, 687, 696 und 6103 der dritten Mehrscheibenkupplung 684, der vierten Mehrscheibenkupplung 693 und der fünften Mehrscheibenkupplung 6102 sowie dem Reibscheibengetriebe 630 zuzuführen.

Im folgenden ist die Funktionsweise des so aufgebauten Kraftfahrzeugantriebssystems für ein vierradgetriebenes Fahrzeug anhand der Fig. 52 bis 55 sowie der Fig. 56 beschrieben, welche die Betriebszustände der ersten Mehrscheibenkupplung 668, der zweiten Mehrscheibenkupplung 678, der dritten Mehrscheibenkupplung 684, der vierten Mehrscheibenkupplung 693 und der fünften Mehrscheibenkupplung 6102 auflistet. In der Tabelle nach Fig. 48 bezeichnen die leeren Kreise, daß die zugehörigen Mehrscheibenkupplungen eingerückt oder wirksam sind, und die geklammerten leeren Kreise zeigen an, daß die Mehrscheibenkupplungen eingerückt oder wirksam sind, wenn es erforderlich ist.

Die Leistung der Maschine 610 wird von der Kurbelwelle 611 über den Drehmomentwandler 620 auf die Primärwelle 631 des Reibscheibengetriebes 630 übertragen. Eine Eingangsdrehzahl der Primärwelle 631 wird kontinuierlich in eine Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 632 durch die Wirkung des primären Reibscheibenpaares 633 und des sekundären Reibscheibenpaares 634 übersetzt, welche von einem Treibriemen 635 umschlungen sind. Die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 632 wird durch die Wirkung des Treibrades 639 und des getriebenen Rades 662 vermindert; eine verminderte Drehzahl wird über die Kupplungstrommel 669 auf die erste Mehrscheibenkupplung 668 und auf die zweite Mehrscheibenkupplung 678 übertragen. Die erste Mehrscheibenkupplung 668 und die zweite Mehrscheibenkupplung 678 sind ausgerückt, wobei keine Leistung über die erste Mehrscheibenkupplung 668 und die zweite Mehrscheibenkupplung 678 hinaus übertragen wird, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Wenn Fahrbetrieb D, d. h. Vorwärtsfahrt, gewählt ist, so werden die erste Mehrscheibenkupplung 668 und die vierte Mehrscheibenkupplung 693 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 52 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil 6110 wird Druck in die Druckkammer 671

eingeleitet, um die am Sprengring 673d, welcher am inneren Umfang der Kupplungstrommel 669 fixiert ist, anliegende Rückhalteplatte 673c, die getriebenen Scheiben 673b und die treibenden Scheiben 673a mittels des Kolbens 672 zusammenzudrücken, so daß die erste Mehrscheibenkupplung 668 eingerückt wird. Folglich wird Leistung von dem getriebenen Rad 662 auf das Ringrad 657 des Doppelritzel-Planetengeriebes 655 übertragen. Die Druckkammer 696 ist ebenfalls mit einem Druck beaufschlagt, um die Rückhalteplatte 698c, die getriebenen Scheiben 698b und die treibenden Scheiben 698a der vierten Mehrscheibenkupplung 693 mittels des Kolbens 697 zusammenzudrücken, um die vierte Mehrscheibenkupplung 693 einzurücken. Folglich sind das Sonnenrad 656 des Doppelritzel-Planetengeriebes 655 und die Fronttreibwelle 651 miteinander zur Leistungsübertragung über die Nabe 653 und die dritte Mehrscheibenkupplung 684 verriegelt.

Demgemäß kämmen in dem Doppelritzel-Planetengeriebe 655 das Ringrad 657, d. h. das Eintriebsglied und das erste Planetenritzel 658; das zweite Planetenritzel 659 kämmt mit dem ersten Planetenritzel 658 und dem Sonnenrad 656, wie in Fig. 53 gezeigt; das Sonnenrad 656 und der Träger 660 drehen sich zur Differentialdrehung in derselben Richtung wie das Ringrad 657; Drehmoment wird in einem vorbestimmten Aufteilverhältnis auf das Sonnenrad 656 und den Träger 660 verteilt. Somit wird die mit der Scheibe 683 mittels Keilverzahnungen gekuppelte Fronttreibwelle 651 über die Nabe 653 gedreht, die mit dem Sonnenrad 656 mittels Keilverzahnungen gekuppelt ist; die vierte Mehrscheibenkupplung 693 und die Scheibe 683 werden in Drehrichtung des Ringrades 657 gedreht; das Transfertreibrad 682, welches mit dem Träger 660 mittels Keilverzahnungen gekuppelt ist, wird in die Drehrichtung des Ringrades 657 gedreht; die Hecktreibwelle 652 wird durch das übertragende angetriebene Rad 652a, welches mit dem Transfertreibrad 682 kämmt, in einer Richtung angetrieben, die der Drehrichtung des Ringrades 657 entgegengesetzt ist. Wäh-

rend der Drehmomentübertragung dient das Doppelritzel-Planetengetriebe 655 als Zentraldifferential, in welchem das erste Planetenritzel 658 und das zweite Planetenritzel 659 drehen und über das Sonnenrad 656 abwälzen, um die Drehzahldifferenz zwischen dem Sonnenrad 656 und dem Träger 660 ausgleichend aufzunehmen.

Die Drehmomentverteilungsfunktion des Doppelritzel-Planetengetriebes 655 wird im folgenden anhand einer Graphik in Fig. 53 beschrieben.

Die Beziehung zwischen der Drehmomentverteilung und den Zähnezahlen des Ringrades 657 und des Sonnenrades 656 ergibt sich zu:

$$T_i = T_F + T_R$$

$$T_F : T_R = Z_S : (Z_R - Z_S);$$

hierbei sind T_i das auf das Ringrad 657 aufgebrachte Eingangsdrehmoment, T_F das Drehmoment des Sonnenrades 656, welches auf die Vorderräder übertragen werden soll, T_R das Drehmoment des Trägers 660, welches auf die Hinterräder übertragen werden soll, Z_S die Zähnezahl des Sonnenrades 656 und Z_R die Zähnezahl des Ringrades 657. Demgemäß kann ein gewünschtes Bezugsverhältnis für die Drehmomentaufteilung T_F/T_R durch entsprechendes Bestimmen der Zähnezahl Z_S des Sonnenrades 656 und der Zähnezahl Z_R des Ringrades 657 bereitgestellt werden.

Wenn $Z_S = 37$ und $Z_R = 82$ sind, so gilt

$$T_F : T_R = 37 : (82 - 37) \text{ und}$$

$$T_F : T_R = 45 : 55.$$

Dies bedeutet, daß etwa 45 % bzw. etwa 55 % des auf das Ringrad 657 des Doppelritzel-Planetengetriebes 655 aufgebrachte Drehmoment auf die Vorderräder bzw. auf die Hinterräder ver-

teilt wird. Somit kann eine Bezugsbetriebsart mit hecklastiger Drehmomentaufteilung, d. h. eine Drehmomentaufteilart, bei welcher der Großteil des Eingangsdrehmomentes den Hinterrädern zugeführt wird, ausgebildet werden.

Die Druckkammer 687 der dritten Mehrscheibenkupplung 684 ist mit einem Druck beaufschlagt, um den Sprengring 689d, die Rückhalteplatte 689c, die getriebenen Scheiben 689b und die treibenden Scheiben 689a mittels des Kolbens 688 zusammenzudrücken, um so ein Kupplungsdrehmoment T_c herzustellen. Der hydraulische Regler 609 steuert das Steuerventil 6110, um das Kupplungsdrehmoment T_c zu variieren.

Die Vorderraddrehzahl N_F und die Hinterraddrehzahl N_R , welche von dem Vorderraddrehzahlsensor 609d bzw. dem Hinterraddrehzahlsensor 609a gemessen werden, werden dem hydraulischen Regler 609 zugeführt. Die Hinterräder drehen stets zuerst durch, wenn das Fahrzeug in der Betriebsart mit hecklastiger Drehmomentverteilung, d. h. in einer Betriebsart, bei der $T_F < T_R$ gilt, auf einer rutschigen Straße fährt. Daher ist der Schlupf S definiert als $S = N_F/N_R$ ($S > 0$). Ein Kupplungsdruck P_c , der einem Schlupf S entspricht, und ein Lenkwinkel ψ , welcher dem hydraulischen Regler 609 von dem Lenkwinkelsensor 609f zugeführt wird, ist aus der Zuordnung der Fig. 45 ermittelbar, die in dem hydraulischen Regler 609 gespeichert ist. Wenn die Hinterräder nicht durchdrehen und $S \geq 1$ gilt, so ist der Kupplungsdruck P_c relativ gering. Wenn die Hinterräder durchdrehen und $S < 1$ gilt, so wird der Kupplungsdruck P_c vergrößert, und der Schlupf S verringert sich, wobei der Kupplungsdruck P_c auf den Wert P_{max} festgesetzt wird, wenn der Schlupf S nicht größer ist als ein vorbestimmter Schwellenschlupf S_1 . Der Leitungsdruck ist dem Kupplungsdruck P_c angepaßt, um das Kupplungsdrehmoment T_c der dritten Mehrscheibenkupplung 684 variabel zu steuern.

Somit wird ein By-Pass-Antriebspfad 6111 durch das Einrücken

der dritten Mehrscheibenkupplung 684 ausgebildet. Der By-Pass-Antriebspfad 6111 erstreckt sich von der Fronttreibwelle 651 durch die dritte Mehrscheibenkupplung 684, das Transfertreibrad 682, der Träger 660, das Sonnenrad 656, die Nabe 653 und die vierte Mehrscheibenkupplung 693 zur Fronttreibwelle 651. Der By-Pass-Antriebspfad 6111 übt eine Differentialfunktion aus, so daß in der Transfereinheit 650 im Falle des Durchdrehens der Hinterräder gilt:

(Hinterraddrehzahl NR) > (Drehzahl des Ringrades 657) > (Vorderraddrehzahl NF); das Drehmoment, welches über die dritte Mehrscheibenkupplung 684 auf die Fronttreibwelle 651 übertragen wird, wird um das Kupplungsdrehmoment T_c vergrößert, und das Drehmoment, welches über das Übertragende angetriebene Rad 652a, welches mit dem Transfertreibrad 682 kämmt, auf die Hecktreibwelle 652 übertragen wird, wird um das Kupplungsdrehmoment T_c vermindert, welches den Vorderrädern zugeführt wird. Folglich gilt

$$T_F = 0.45T_i + T_c$$

$$T_R = 0.55T_i - T_c.$$

Demgemäß wird das Drehmoment auf die Vorderräder und die Hinterräder mit einem hecklastigen Drehmomentaufteilverhältnis $T_F : T_R = 45 : 55$ verteilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen, da das Kupplungsdrehmoment $T_c = 0$ ist, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen. Wenn die Hinterräder durchdrehen und das Kupplungsdrehmoment T_c erzeugt wird, so wird ein größerer Teil des Eingangsdrehmomentes T_i über den By-Pass-Antriebspfad 6111 den Vorderrädern zugeführt, wenn das Kupplungsdrehmoment T_c größer ist, wobei das Drehmomentaufteilverhältnis $T_F : T_R$ sich zu $T_{F1} : T_{R1}$ ändert, wie in Fig. 55 gezeigt; somit wird das den Vorderrädern zugeführte Drehmoment vergrößert und das den Hinterrädern zugeführte Drehmoment verringert. Folglich ist der Schlupf der Hinterräder verringert und die Traktion des Fahrzeuges verbessert.

Wenn der Schlupf S unter einen vorbestimmten Schwellenschlupf abfällt, so steigt der Druck des Öls an, mit welchem die dritte Mehrscheibenkupplung 684 versorgt wird, das Differential-Grenzdrehmoment steigt auf einen Maximalwert an, und das Sonnenrad 656 ist mit dem Träger 660 direkt verbunden. Folglich ist die Differentialbewegung der Transfereinheit 650 verriegelt und eine direkte Vierrad-Antriebsart liegt vor, wobei das Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilungsverhältnis verteilt wird, das dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, wodurch die Traktion des Fahrzeugs auf einen Maximalwert vergrößert wird.

Wenn die Vorderräder durchdrehen, so unterliegt die Differentialfunktion der Transfereinheit 650 einer Bedingung: $(\text{Hinterraddrehzahl NR}) < (\text{Drehzahl des Ringrades 657}) < (\text{Vorderraddrehzahl NF})$; ein Drehmoment wird von der Fronttreibwelle 651 auf das Transfertreibrad 682 entsprechend dem Kupplungsdrehmoment T_c übertragen, und das Drehmoment, welches von der Fronttreibwelle 651 auf die Vorderräder übertragen wird, wird um das Kupplungsdrehmoment T_c verringert, das auf die Hinterräder übertragen wird. Folglich gilt:

$$T_F = 0.45T_i - T_c$$

$$T_R = 0.55T_i + T_c.$$

Demgemäß wird das Drehmoment auf die Vorderräder und die Hinterräder mit einem hecklastigen Drehmomentaufteilungsverhältnis $T_F : T_R = 45 : 55$ verteilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen, da das Kupplungsdrehmoment $T_c = 0$ ist, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen. Wenn die Vorderräder durchdrehen und das Kupplungsdrehmoment T_c erzeugt wird, so wird das Eingangsdrehmoment T_i den Hinterrädern gemäß dem Kupplungsdrehmoment T_c zugeführt, um das Drehmoment zu vergrößern, welches den Hinterrädern zugeführt wird, und das den Vorderrä-

dem zugeführte Drehmoment zu verringern, so daß die Traktion des Fahrzeugs verbessert wird. Wenn der Schlupf S unter den vorbestimmten Schwellenschlupf abfällt, so steigt der Druck des Öles, welches der dritten Mehrscheibenkupplung 684 zugeführt wird, das Differential-Grenzdrehmoment steigt auf einen Maximalwert an, und das Sonnenrad 656 ist direkt mit dem Träger 660 verbunden. Folglich ist die Differentialbewegung der Transfereinheit 650 verriegelt, und eine direkte Vierrad-Antriebsart liegt vor, bei der Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilverhältnis verteilt wird, welches dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, womit die Traktion des Fahrzeugs maximiert wird. Somit können die Drehmomente, die auf die Vorder- und die Hinterräder verteilt werden in einem großen Bereich abhängig vom Schlupfverhalten gesteuert werden, um die Verminderung der Traktion zu vermeiden.

Wenn das Fahrzeug während der Drehmomentaufteilsteuerung zur Schlupfunterdrückung eine Kurve fährt, so wird das Differential-Grenzdrehmoment der dritten Mehrscheibenkupplung 684 gemäß dem Lenkwinkel Ψ korrigierend vermindert. Folglich wird die Differential-Grenzwirkung der Transfereinheit 650 verringert, und die Drehzahldifferenz kann zufriedenstellend ausgeglichen werden, so daß eine Bremswirkung in engen Kurven ausbleibt und eine zufriedenstellende Kontrolle sichergestellt werden kann.

Wenn Rückwärtsfahrt R gewählt ist, so sind die erste Mehrscheibenkupplung 668 und die vierte Mehrscheibenkupplung 693 ausgerückt, und die zweite Mehrscheibenkupplung 678, die dritte Mehrscheibenkupplung 684 und die fünfte Mehrscheibenkupplung 6102 sind ausgerückt, um Leistung über einen in Fig. 54 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Ein Druck wird über das Steuerventil 6110 der Druckkammer 680 zugeführt, um den Sprengring 681d, die Rückhalteplatte 681c, die treibenden Scheiben 681a und die getriebenen Scheiben

681b mittels des Kolbens 684 zusammenzudrücken und die zweite Mehrscheibenkupplung 678 einzurücken, um Leistung von dem getriebenen Rad 662 über die Nabe 653 auf das Sonnenrad 656 des Doppelritzel-Planetengetriebes 655 zu übertragen. Ein Druck wird der Druckkammer 6103 zugeführt, um den Sprengring 6105d, die Rückhalteplatte 6105c, die treibenden Scheiben 6105a und die getriebenen Scheiben 6105b mittels des Kolbens 6104 zusammenzudrücken, um die fünfte Mehrscheibenkupplung 6102 einzurücken, womit das Ringrad 657 an dem Gehäuse 604 festgelegt wird. Der Sprengring 689d, die Rückhalteplatte 689c, die treibenden Scheiben 689a und die getriebenen Scheiben 689b werden mittels des Kolbens 688 zusammenge-drückt, um die dritte Mehrscheibenkupplung 684 zusammenzu-drücken, so daß Leistung von dem Transfertreibrad 682 auf die Fronttreibwelle 651 übertragen wird.

Wie in Fig. 55 gezeigt ist, werden folglich das erste Planetenritzel 658 und das zweite Planetenritzel 659 in entgegengesetzte Richtungen durch das Sonnenrad gedreht, wobei sie über das Ringrad 657 abwälzen, um den Träger 660 in einer Richtung zu drehen, die der Drehrichtung des Sonnenrades 656 entgegengesetzt ist. Folglich wird das Transfertreibrad 682 in Rückwärtsrichtung drehangetrieben, und Leistung wird von dem Transfertreibrad 683 über die dritte Mehrscheibenkupplung 684 auf die Fronttreibwelle 651 übertragen, um die Hecktreibwelle 652 in einer Richtung zu drehen, die der Drehrichtung der Fronttreibwelle 651 entgegengesetzt ist.

Daher wird die Leistung, die auf das getriebene Rad 662 übertragen wird, in einer Richtung übertragen, die der Richtung entgegengesetzt ist, in welcher die Leistung im Fahrbetrieb D, d. h. bei Vorwärtsfahrt, auf die Fronttreibwelle 651 und die Hecktreibwelle 652 übertragen wird, wenn das Ringrad 657 des Doppelritzel-Planetengetriebes 655 an dem Gehäuse 604 durch die fünfte Mehrscheibenkupplung 6102 festgelegt wird. Somit ist das Doppelritzel-Planetengetriebe 655

in der Lage, eine Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählfunktion auszuführen.

In diesem Fall wird Leistung von dem Sonnenrad 656 auf die Fronttreibwelle 651 und die Hecktreibwelle 652 mit einem Getriebeverhältnis übertragen, welches sich ausdrücken läßt zu:

$$\text{Getriebeverhältnis} = [ZS + (-ZR)]/ZS$$

Wenn $ZS = 37$ und $ZR = 82$ sind, beträgt das

$$\text{Getriebeverhältnis} = [37 + (-82)]/37 = -1,216,$$

was ein zweckmäßiges Getriebeverhältnis für Rückwärtsfahrt R darstellt.

Das Kupplungsdrehmoment T_c , welches neben dem Eingangsdrehmoment T_i dem Sonnenrad 656 zugeführt wird, wird auf die Fronttreibwelle 651 übertragen, wobei der restliche Teil des Eingangsdrehmomentes T_i den Hinterrädern zugeführt wird.

$$T_i = T_F + T_R$$

$$T_R = T_i - T_c$$

$$T_F = T_c.$$

Daher wird die Traktion des Fahrzeuges durch Vergrößern des Kupplungsdrehmomentes T_c verbessert, so daß der Teil des Eingangsdrehmomentes T_i , der den Vorderrädern zugeführt wird, vergrößert ist, um das Drehmoment der Vorderräder zu vergrößern und das Drehmoment der Hinterräder zu verringern, wenn die Hinterräder durchdrehen, um so den Schlupf zu unterdrücken. Wenn die Vorderräder durchdrehen, so wird das Kupplungsdrehmoment T_c verringert, um einen größeren Teil des Drehmomentes T_i den Hinterrädern zuzuführen und so das Drehmoment der Hinterräder zu vergrößern, wobei das Drehmoment der Vorderräder verringert wird, um so den Schlupf zu unterdrücken und die Traktion zu verbessern. Wenn

der Schupf S unter den vorbestimmten Schwellenschlupf abfällt, so steigt der Druck des Öles, mit welchem die dritte Mehrscheibenkupplung 684 versorgt wird, auf einen Maximalwert und das Differential-Grenzdrehmoment T_c wird maximiert, um die Fronttreibwelle 651 direkt mit der Transfertreibwelle 682 zu verbinden und so eine direkte Vierrad-Antriebsart auszubilden, bei der Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilverhältnis verteilt wird, das dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, wodurch die Traktion des Fahrzeuges maximiert wird. Wenn das Fahrzeug während der Drehmomentaufteilsteuerung zur Schlupfunterdrückung einer Kurve fährt, so wird das Differential-Grenzdrehmoment der dritten Mehrscheibenkupplung 684 gemäß dem Lenkwinkel ψ vermindert. Folglich wird die Drehzahldifferenz zufriedenstellend ausgeglichen, so daß eine Bremswirkung in engen Kurven ausbleibt und eine zufriedenstellende Kontrolle möglich ist.

Bei der sechsten Ausführung liegen die Fronttreibwelle 651 und die Hecktreibwelle 652 zur Leistungsübertragung auf das Frontdifferential 640, welches mit der Ausgangsseite des Reibscheibengetriebes 630 verbunden ist, bzw. auf das Heckdifferential 648 parallel zur Kurbelwelle 611 der in Querrichtung angeordneten Maschine 610; das Doppelritzel-Planetengeräte 655 ist auf der Fronttreibwelle 651 angebracht, wobei sein Sonnenrad 656 über die Nabe 653 und die vierte Mehrscheibenkupplung 693 mit der Fronttreibwelle 651 gekuppelt ist; die erste Mehrscheibenkupplung 668 ist in der Lage, die Ausgangsleistung des Reibscheibengetriebes 630 auf das Ringrad 657 zu übertragen; die zweite Mehrscheibenkupplung 678 ist in der Lage, die Ausgangsleistung des Reibscheibengetriebes 630 auf die Nabe 653 zu übertragen; die dritte Mehrscheibenkupplung 684 ist in der Lage, die Fronttreibwelle 651 mit dem Transfertreibrad 682 zu Leistungsübertragung zu verriegeln; die fünfte Mehrscheibenkupplung 6102 ist in der Lage, das Ringrad 657 an der Drehung zu hin-

dern; die Mehrscheibenkupplungen 668, 678, 684, 693 und 6102 werden selektiv gesteuert, so daß das Kraftfahrzeugantriebssystem die Funktionen eines Zentraldifferentials ausübt, um Drehmomente in geeigneter Weise auf die Fronttreibwelle 651 und die Hecktreibwelle 652 zu verteilen und eine Differential-Grenz-Betriebsart zu erreichen, so daß das Fahrzeug sowohl im Fahrbetrieb D, d. h. bei Vorwärtsfahrt, als auch bei Rückwärtsfahrt R zufriedenstellende Fahreigenschaften hat; ferner werden die Funktionen eines Vorwärts-/Rückwärtsfahrtschwählmechanismus ausgeführt, wenn Vorwärtsfahrt D oder Rückwärtsfahrt R gewählt sind.

Während das gewöhnliche Kraftfahrzeugantriebssystem spezielle Doppelritz-Planetengetriebe jeweils für ein Zentraldifferential und einen Vorwärts-/Rückwärtsfahrtschwählmechanismus benötigt, ist für das Kraftfahrzeugantriebssystem der sechsten Ausführung gemäß der Erfindung ein einziges Doppelritz-Planetengetriebe ausreichend, sowohl für die Funktionen des Zentraldifferentials als auch für den Vorwärts-/Rückwärtsfahrtschwählmechanismus. Daher hat das Kraftfahrzeugantriebssystem der sechsten Ausführung gemäß der Erfindung ein ausgezeichnetes Betriebsverhalten, eine einfache, kompakte und leichtgewichtige Konstruktion mit einer geringen Gesamtlänge; es vereinfacht Steuervorgänge und kann bei geringen Herstellungskosten produziert werden. Dementsprechend kann das Kraftfahrzeugantriebssystem in eine Fahrzeugkarosserie eingebaut werden, wobei kein oder nur ein geringer Teil in einen Tunnel unter der Fahrgastzelle ragen, um die Querschnittsfläche des Bereiches des Tunnels beträchtlich zu verringern, der in die Fahrgastzelle vorsteht; ein ausreichend großer Raum kann zwischen dem Fußbereich und dem Kraftfahrzeugantriebssystem bereitgestellt werden, und ein ausreichend großer Raum kann zum Ausbilden einer Fahrzeugzelle bereitgestellt werden, was einen verbesserten Komfort zur Verfügung stellt.

Da ein vergrößerter Raum zwischen dem Fußbereich und dem Kraftfahrzeugantriebssystem zur Verfügung steht, kann auch eine ausreichende Knautschzone bereitgestellt werden, die erforderlich ist, um die Passagiere im Fall einer Kollision zu schützen; ferner steht ausreichend Raum für Arbeiten beim Einbau und Ausbau des Getriebes im Maschinenraum zur Verfügung. Weiterhin wird die Freiheit bei der Gestaltung der Fahrzeugkarosserie vergrößert, und das Kraftfahrzeugantriebssystem kann in einer Karosserie mit schlankem Vorderbau, der eine niedrige Motorhaube aufweist, eingebaut werden.

Eine elektromagnetische Kupplung oder eine Naßkupplung können anstelle des Drehmomentwandlers 620 verwendet werden. Wenn eine elektromagnetische Kupplung oder eine Naßkupplung anstelle des Drehmomentwandlers verwendet werden, so kann die Übertragung von Leistung auf die Primärwelle 631 des Reibscheibengetriebes 630 und über das Reibscheibengetriebe 630 hinaus unterbrochen werden, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Durch die vergleichende Betrachtung des Kraftfahrzeugantriebssystems 600 der sechsten Ausführung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug und des Kraftfahrzeugantriebssystems 200 der zweiten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug wird deutlich, daß der Drehmomentwandler, das Reibscheibengetriebe, das Frontdifferential, das erste, das zweite und das fünfte Gehäuse, welche das Getriebegehäuse mit dem Reibscheibengetriebe ausbilden, sowie die Hauptkomponenten der Transfereinheit mit der Fronttreibwelle, dem Doppelritzel-Planetengetriebe, der festen Welle sowie der ersten und der zweiten Mehrscheibenkupplung dem Kraftfahrzeugantriebssystem 600 der sechsten Ausführung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug und dem Kraftfahrzeugantriebssystem 200 der zweiten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug gemeinsam sind.

Daher können die wesentlichen Teile des Kraftfahrzeugantriebssystems für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug relativ einfach mit verminderten Herstellungskosten aufgebaut werden, indem zusätzlich der Kraftübertragungsmechanismus zur Kraftübertragung auf das Heckdifferential mit der dritten, der vierten und der fünften Kupplung, dem Transfertreibrad und der Hecktreibwelle in das Kraftfahrzeugantriebssystem 200 der zweiten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug eingebaut werden.

Siebte Ausführung

Ein Antriebssystem 700 in einer siebten Ausführung nach der Erfindung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug wird nun anhand der Fig. 57 bis 65 beschrieben.

Zunächst wird auf Fig. 57 Bezug genommen; in dem Kraftfahrzeugantriebssystem 700 der siebten Ausführung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug ist ein Drehmomentwandlergehäuse 701 zur Aufnahme eines Drehmomentwandlers 720 mit einer in Querrichtung angeordneten Maschine 710 verbunden; ein Reibscheibengetriebegehäuse 702 ist neben dem Drehmomentwandlergehäuse 701 angeordnet und enthält ein Reibscheibengetriebe 730 sowie ein Frontdifferential 740; eine Seitenabdeckung 703, ein Gehäuse 704 und eine Endabdeckung 705 enthalten in Kombination mit dem Drehmomentwandlergehäuse 701 eine Transfereinheit 750; ein Erweiterungsgehäuse 706 ist hinter dem Drehmomentwandlergehäuse 701 angeordnet und enthält einen Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen der Ausgangsleistung der Transfereinheit 750 auf die Hinterräder; die Bauteile sind nacheinander in dieser Reihenfolge angeordnet, um ein Getriebegehäuse 707 auszubilden. Eine nicht gezeigte Ölwanne ist an einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 707 angebracht.

Die in Querrichtung angeordnete Maschine 710 hat eine Kur-

belwelle 711, die an den im Drehmomentwandlergehäuse 701 enthaltenen Drehmomentwandler 720 angeschlossen ist. Eine zum Drehmomentwandler 720 gehörige Ausgangswelle 721 ist mit einer Primärwelle 731 gekuppelt, die in dem Reibscheibengetriebe 730 des Reibscheibengetriebegehäuses 702 enthalten ist, um Leistung von der Kurbelwelle 711 über den Drehmomentwandler 720 auf die Primärwelle 721 des Reibscheibengetriebes 730 zu übertragen.

Das Reibscheibengetriebe 730 übersetzt eine Eingangsrehzahl in eine Ausgangsrehzahl einer Sekundärwelle 732. Leistung wird von der Sekundärwelle 732 über eine Gegenwellenanordnung 739 auf die Transfereinheit 750 übertragen. Die Transfereinheit 750 überträgt Leistung über das Frontdifferential 740 auf Vorderräder und über eine Antriebswelle 7116 und ein Heckdifferential 7117 auf Hinterräder.

Eine Ölpumpe 708, die kontinuierlich von einer in dem Drehmomentwandler 720 enthaltenen Ölpumpenantriebswelle 724a angetrieben wird ist in dem Getriebegehäuse 702 enthalten. Die Ölpumpe 708 liefert kontinuierlich Öl mit Leitungsdruck um den Drehmomentwandler 720 und zugehörige Bauteile mit Öl zu versorgen; es ermöglicht die hydraulische Kontrolle des Reibscheibengetriebes 730 sowie die hydraulische Kontrolle der Transfereinheit 750 mittels eines hydraulischen Regler 709 auf der Grundlage von Signalen, die von einem Fahrtgeschwindigkeitssensor 709a, einem Drosselklappenstellungssensor 709b, einem Wählhebelschalter 709c, einem Vorderraddrehzahlsensor 709d, einem Hinterraddrehzahlsensor 709e und einem Lenkwinkelsensor 709f geliefert werden.

Der Drehmomentwandler 720, das Reibscheibengetriebe 730, das Frontdifferential 740 und die Transfereinheit 750 werden im folgenden nacheinander anhand der Fig. 58 bis 60 beschrieben.

In der Fig. 58 ist in einer Schnittansicht gezeigt, daß der Drehmomentwandler 720 eine Ausgangswelle 721 aufweist, die drehbar in Kugellagern 721a auf dem Reibscheibengehäuse 702 und der Seitenabdeckung 703 koaxial mit der Kurbelwelle 711 gelagert ist.

Die Ausgangswelle 721 ist zum Zwecke der Drehbarkeit von einer Statorwelle 722 umgeben, die einen im wesentlichen zylindrischen äußeren Umfang aufweist und an ihrem Basisende mit einem Flansch versehen ist, der an das Reibscheibenge triebegehäuse 701 über ein Ölpumpengehäuse 708c mittels Bolzen befestigt ist. Die mit einem Flügelrad 724 verbundene Antriebswelle 724a sitzt drehbar auf der Statorwelle 722.

Der äußere Umfang des Flügelrades 724 ist mit dem äußeren Umfang einer Frontabdeckung 725 verbunden und durch eine treibende Scheibe 726 mit der Kurbelwelle verbunden, so daß sie zusammen mit der Kurbelwelle 711 dreht.

Eine Turbine 727 ist dem Flügelrad 724 gegenüberliegend angeordnet und mit der Ausgangswelle 721 über Keilverzahnungen gekuppelt. Ein Stator 728 ist zwischen dem Flügelrad 724 und der Turbine 727 angeordnet und auf einer Einwegkupplung 728a, die an der Statorwelle 725 angebracht ist, getragen.

Eine Verriegelungskupplung 729 ist zwischen der Turbine 727 und der Frontabdeckung 725 angeordnet. Die Ölpumpe 708, welche ein von der Ölpumpenantriebswelle 724a angetriebenes Innenrad 708a, ein mit dem Innenrad 708a kämmendes Außenrad 708b sowie ein Ölpumpengehäuse 708c aufweist, ist an dem Basisende der Statorwelle 722 angebracht.

Die Drehung der Kurbelwelle 711 der Maschine 710 wird über die treibende Scheibe 726, welche mittels Bolzen an der Kurbelwelle 711 angebracht ist, und über die Frontabdeckung 725 auf das Flügelrad 724 übertragen, um dieses in Drehung zu

versetzen.

Wenn sich das Flügelrad 724 dreht, so wird Öl durch Zentrifugalkraft in den Außenbereich des Flügelrades 724 gebracht; das Öl fließt in die Turbine 727, um auf die Turbine einen Drehmoment zu übertragen, das in derselben Richtung wirkt, in der sich das Flügelrad 724 dreht, so daß die Ausgangswelle 721, welche über die Keilverzahnungen mit der Turbine 727 gekuppelt ist, drehangetrieben wird. Die Fließrichtung des Öls, welches aus der Turbine 727 ausfließt, wird von dem Stator 728 in eine Richtung abgelenkt, so daß die Drehung des Flügelrades 724 unterstützt wird und das Drehmoment des Flügelrades 724 anwächst. Wenn die Turbine 727 eine hohe Drehzahl aufweist, so fließt Öl gegen die Rückseite des Stators 728, um die freie Drehung des Stators 728 auf der Einwegkupplung 728a zu ermöglichen.

Wenn eine feste Fahrgeschwindigkeit oder Drehzahl erreicht ist, so geht die Verriegelungskupplung 729 mit dem Flügelrad 724 und der Turbine 727 durch die Frontabdeckung 725 in Eingriff, um den Drehmomentwandler ohne Schlupf arbeiten zu lassen; folglich wird die Arbeitsgeschwindigkeit der Maschine 710 entsprechend vermindert, womit der Treibstoffverbrauch reduziert und die Laufruhe verbessert wird.

Das Reibscheibengetriebe 730 hat eine Primärwelle 731, eine parallel zur Primärwelle 731 angeordnete Sekundärwelle 732, ein auf der Primärwelle 731 angebrachtes primäres Reibscheibenpaar 733, ein auf der Sekundärwelle 732 angebrachtes sekundäres Reibscheibenpaar 734 sowie einen Treibriemen 735, der das primäre Reibscheibenpaar 733 und das sekundäre Reibscheibenpaar 734 umschlingt. Der entsprechende Scheibenzwischenraum des primären Reibscheibenpaares 733 und des sekundären Reibscheibenpaares 734 werden verändert, um das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 733 und des sekundären Reibscheibenpaares 734

zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung zu variieren.

Das primäre Reibscheibenpaar 733, welches auf der einstückig mit der Ausgangswelle 731 ausgebildeten Primärwelle 731 angebracht ist, weist eine feste konische Reibscheibe 733a auf, die einstückig mit der Primärwelle 731 ausgebildet ist, sowie eine bewegliche konische Reibscheibe 733b, die in axialer Richtung bezüglich der festen konischen Reibscheibe 733a beweglich ist. Die feste konische Reibscheibe 733a und die bewegliche konische Reibscheibe 733b müssen den Treibriemen 735 mit einer vorbestimmten Klemmkraft halten, wobei der Scheibenzwischenraum, der von der festen konischen Reibscheibe 733a und der beweglichen konischen Reibscheibe 733b festgelegt ist, gleichmäßig steuerbar sein muß, um einen gleichmäßigen Betrieb des Getriebes zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung sicherzustellen. Daher ist eine Vielzahl axialer Rillen in den zusammengehörigen Oberflächen der Primärwelle 731 und der beweglichen konischen Reibscheibe 733b ausgebildet, wobei Kugeln 733c in den zusammengehörigen Rillen zur Drehmomentübertragung angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrischer erster Kolben 737a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 733b befestigt, d. h. an der Seite, die der festen konischen Reibscheibe 733a abgewandt ist; eine Druckkammer 737A wird durch den ersten Kolben 737a und einen Zylinder 737b gebildet, der mit einem zentralen Abschnitt seiner Grundfläche an der Primärwelle 731 befestigt ist. Die bewegliche konische Reibscheibe 733b ist durch einen hydraulischen Betätiger 737, der eine Feder 737c enthält, in Richtung auf die feste Reibscheibe 733a vorgespannt.

Ein Ölkanal 731b ist so in der Primärwelle 731 ausgebildet, daß er an die Ölkammer 737A angeschlossen ist. Der hydraulische Regler 709 führt einen Steuervorgang auf der Grundlage

von Signalen aus, die die Stellung der Drosselklappe darstellen, womit Öl in die Druckkammer 737A des hydraulischen Betätigers 737 eingeleitet und aus dieser ausgeleitet wird; dies erfolgt über einen Ölkanal 703a, der in der Seitenabdeckung 703 ausgebildet ist, um die bewegliche Reibscheibe 733b entlang der Primärwelle 731 zu bewegen und so die Breite des Scheibenzwischenraums zu variieren.

Die sich parallel zur Primärwelle 731 erstreckende Sekundärwelle 732 ist drehbar in einem Rollenlager 732a und einem Kugellager 732b auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 702 und der Seitenabdeckung 703 gelagert. Das auf der Sekundärwelle 732 angebrachte sekundäre Reibscheibenpaar 734 hat eine feste konische Reibscheibe 734a, die einstückig mit der Sekundärwelle 732 ausgebildet ist, und eine bewegliche konische Reibscheibe 734b, die relativ zu der festen konischen Reibscheibe 734a in axialer Richtung beweglich ist. Eine Vielzahl axialer Rillen ist in den zusammengehörigen Oberflächen der beweglichen konischen Reibscheibe 734b und der Sekundärwelle 732 gebildet, wobei Kugeln 734c in den sich entsprechenden axialen Rillen angeordnet sind, um Drehmoment vom sekundären Reibscheibenpaar 734 auf die Sekundärwelle 732 zu übertragen.

Ein im wesentlichen zylindrisches Bauteil 736a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 734b befestigt; eine Druckkammer 736A ist durch den Zylinder 736a und einen zylindrischen Kolben 736b definiert, der mit einem zentralen Abschnitt an der Sekundärwelle 732 befestigt ist; die bewegliche konische Reibscheibe 734b ist in Richtung auf die feste konische Reibscheibe 734a mittels einer Feder 736c vorgespannt, die in dem hydraulischen Betätiger 736 enthalten ist.

Ein Ölkanal 732b ist so in der Sekundärwelle 732 ausgebildet, daß er mit der Druckkammer 736A verbunden ist. Der hy-

draulische Regler 709 führt einen Kontrollvorgang auf der Grundlage von Signalen aus, die die Stellung der Drosselklappe darstellen, womit Öl in die Druckkammer 736A des hydraulischen Betätigers 736 eingeleitet und aus dieser ausgeleitet wird; dies erfolgt durch einen Ölkanal 703b, der in der Seitenabdeckung 703 ausgebildet ist. Ein Treibrad 738 ist an einem Ende der Sekundärwelle 732 angebracht.

Der druckaufnehmende Bereich der beweglichen konischen Reibscheibe 733b des primären Reibscheibenpaares 733 ist größer als der der beweglichen Reibscheibe 734b des sekundären Reibscheibenpaares 734. Wenn Öl in die Druckkammern 737A und 736A eingeleitet wird und aus diesen herausgeführt wird, so ändern sich daher die Breiten des Zwischenraumes des primären Reibscheibenpaares 733 und des Zwischenraumes des sekundären Reibscheibenpaares 734 zueinander gegenläufig. Somit wird das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 733 und des sekundären Reibscheibenpaares 734 kontinuierlich variiert, um die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 732 kontinuierlich zu verändern.

Die Drehung der Sekundärwelle 732 wird über das Treibrad 738 auf die Gegenwellenanordnung 739 mit verminderter Drehzahl übertragen. Die Drehung der Gegenwellenanordnung 739 wird über ein treibendes Rad 754 und eine Kraftübertragungswelle 753, die mit dem getriebenen Rad 754 verbunden ist, auf die Transfereinheit 750 übertragen.

Die Gegenwellenanordnung 739 enthält eine Welle 739a, die an ihren entgegengesetzten Enden drehbar in einem Nadellager 739e und einem Rollenlager 739f auf dem Drehmomentwandlergehäuse 701 und dem Reibscheibengetriebegehäuse 702 gelagert ist; ein getriebenes Rad 739c von relativ großem Durchmesser ist zur Drehung mit der Welle 739a fest an der Welle 739a angebracht und kämmt mit dem Treibrad 738; ein einstückig mit der Welle 739a ausgebildetes Treibrad 739d kämmt mit dem

getriebenen Rad 754.

Die jeweiligen Konstruktionen des Frontdifferentials 740 und der Transfereinheit 750 werden im folgenden anhand der Fig. 58 und der Fig. 59 beschrieben, die einen wesentlichen Teil der Konstruktion, die in Fig. 58 gezeigt ist, vergrößert darstellt.

Das Frontdifferential 740 befindet sich in einem Differentialgehäuse 741, das zwischen einem getriebenen Rad 754 mit einem zylindrischen Vorsprung 754a, der in einem Kugellager 754b auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 702 getragen ist, und einer im wesentlichen zylindrischen Übertragungswelle 753 ausgebildet ist, welche drehbar in einem Kugellager 753a auf dem Drehmomentwandlergehäuse 701 gelagert ist.

Das Frontdifferential 740 hat ein hohles Differentialgehäuse 742, welches drehbar in einem ausgedehnten Bauteil sitzt, das von dem im wesentlichen zylindrischen Vorsprung 754a des getriebenen Rades 754 gebildet wird, wobei das getriebene Rad 754 einstückig mit einer Fronttreibwelle 751 ausgebildet ist, sowie die Übertragungswelle 753. Ein Paar Ausgleichsritzel 743b sind in dem Differentialgehäuse 742 angeordnet und werden von einer Ritzelwelle 743a getragen, die an ihren entgegengesetzten Enden von dem Differentialgehäuse 742 getragen wird. Ein linksseitiges Rad 743c und ein rechtsseitiges Rad 743d kämmen mit dem Paar Ausgleichsritzel 743b, wobei ein Differential 743 gebildet wird.

Eine mit dem Seitenrad 743c verbundene Treibwelle 744 erstreckt sich durch das Differentialgehäuse 742, und das Reibscheibengetriebegehäuse 702 und überträgt Kraft über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle auf eines der Vorderräder. Eine mit dem anderen Seitenrad 743d verbundene Treibwelle 745 erstreckt sich durch das Differentialgehäuse 742 und die Fronttreibwelle 751, die einstückig mit dem Dif-

ferentialgehäuse 742 ausgebildet ist, steht an der Endabdeckung 705 vor und überträgt Kraft über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle auf das andere Vorderrad.

Die Transfereinheit 750 enthält die parallel zur Kurbelwelle 711 der Maschine 710 angeordnete Fronttreibwelle 751, d.h. eine erste Treibwelle, die Ausgangswelle 721, die Primärwelle 731 und die Sekundärwelle 732 sowie eine Hecktreibwelle 752, d.h. eine zweite Treibwelle.

Die Kurbelwelle 711, die Primärwelle 731, die Sekundärwelle 732, die Fronttreibwelle 751 und die Hecktreibwelle 752, die sich parallel zueinander erstrecken, sind so angeordnet, wie es in Fig. 60 in Blickrichtung des Pfeiles A der Fig. 58 gezeigt ist; die Kurbelwelle 711 mit einer Drehachse 711a und die Primärwelle 731 erstrecken sich koaxial entlang der Breite der Fahrzeugkarosserie, die Sekundärwelle 732 ist hinter der Primärwelle 731 und parallel zu dieser auf einem höheren Niveau als die Primärwelle 731 angeordnet, die Fronttreibwelle 751 ist unter der Sekundärwelle 732 angeordnet, und die Hecktreibwelle 752 ist hinter der Fronttreibwelle 751 angeordnet. Somit weist das Antriebssystem eine kompakte Konstruktion auf, mit vergleichsweise geringen Abmessungen in Quer- und in Längsrichtung, um die Montage des Antriebssystems im Maschinenraum zu erleichtern und um die Kompatibilität des Antriebssystems mit sowohl einer Fahrzeugkarosserie die zum Einbau eines Schaltgetriebes (MT) als auch einer Fahrzeugkarosserie, die zum Einbau eines Automatikgetriebes (AT) ausgelegt ist, zu verbessern.

Die einstückig mit dem Differentialgehäuse 742 ausgebildete Fronttreibwelle 751 weist ein Ende auf, welches drehbar über die Übertragungswelle 753 und das die Übertragungswelle 753 tragende Kugellager 753a auf dem Drehmomentwandlergehäuse 701 gelagert ist, wobei das andere Ende drehbar in einem Nadellager 751c auf der Endabdeckung 705 gelagert ist.

Die Fronttreibwelle 751 ist in ihrem mittleren Abschnitt mit Keilverzahnungen 751a ausgestattet, die mit einem Sonnenrad 756 eines Doppelritzel-Planetengetriebes 755 kämmen, sowie Keilverzahnungen 751b, die mit einer Kupplungstrommel 794 in Eingriff stehen, welche in einer vierten Mehrscheibenkupplung 793, d.h. einer vierten Reibkupplung enthalten ist.

Ein übertragendes getriebenes Rad 752a ist an einem Ende der Hecktreibwelle 752 angebracht, die parallel zur Fronttreibwelle 751 angeordnet ist; ein Kegelrad 752b, welches mit einem an einem Ende einer Ausgangswelle 7113 angebrachten Kegelrad 7113a kämmt, ist an dem anderen Ende der Hecktreibwelle 752 angebracht. Die Hecktreibwelle 752 wird drehbar in einer Vielzahl von Kugellagern 752c auf dem Drehmomentwandlergehäuse 701 und der Endabdeckung des Getriebegehäuses 707 gelagert.

Das Doppelritzelplanetengetriebe 755 enthält ein Sonnenrad 756 auf, welches mit den in dem mittleren Abschnitt der Fronttreibwelle 751 gebildeten Keilverzahnungen 751a kämmt, ein Ringrad 757, ein mit dem Sonnenrad 756 kämmendes erstes Planetenritzel 758, ein zweites Planetenritzel 759, welches mit dem Ringrad 757 und dem ersten Planetenritzel 758 kämmt, sowie einen Träger 760, der das erste Planetenritzel 758 und das zweite Planetenritzel 759 zur Drehung in Nadellagern 760a trägt. Leistung, die dem Ringrad 757 zugeführt wird, wird dem Sonnenrad 756 und dem Träger 760 mit einem Drehmomentaufteilverhältnis zugeführt, welches von den Abmessungen des Sonnenrades 756 und des Ringrades 757 abhängt. Wenn das Ringrad 757 an dem Getriebegehäuse 707 festgelegt wird, dreht das Sonnenrad 756 in einer der Drehung des Trägers 760 entgegengesetzten Richtung.

Das Sonnenrad 756 wird zwischen einem auf der Übertragungswelle 753 getragenen Axiallager 761a und einem über ein Kugellager 782a und ein Transfertreibrad 782 auf dem Gehäuse

704 getragenes Axiallager 761b gehalten, um die axiale Bewegung des Doppelritzel-Planetengetriebes 755 zu verhindern.

Die Fronttreibwelle 751 wird in eine einstückig mit dem Drehmomentwandlergehäuse 701 ausgebildeten zylindrischen festen Welle 762 eingeführt. Ein Zwischenraum zwischen dem inneren Umfang der festen Welle 762 und der Fronttreibwelle 751 wird durch eine in einer ersten Mehrscheibenkupplung 768, d. h. einer ersten Reibkupplung, enthaltenen Kupplungstrommel 769 geschlossen, um so eine Druckkammer 762A auszubilden. Die feste Welle 762 ist mit einem Ölkanal 762a ausgestattet, der mit der Druckkammer 762A verbunden ist, und ein Ölkanal 762b ist in ihrem äußeren Umfang ausgebildet.

Eine Eintriebswählvorrichtung 767 zum selektiven Übertragen von Kraft von der Übertragungswelle 753 auf das Ringrad 757 oder den Träger 760 ist zwischen der Übertragungswelle 753 und dem Doppelritzel-Planetengetriebe 755 angeordnet. Die Eintriebswählvorrichtung 767 enthält die erste Mehrscheibenkupplung 768 und die zweite Mehrscheibenkupplung 778, d.h. eine zweite Reibkupplung.

In der ersten Mehrscheibenkupplung 768 steht eine drehbar auf der festen Welle 762 getragene Kupplungstrommel 769 mit Keilverzahnungen 753b in Eingriff, die in einem Endbereich der Übertragungswelle 753 ausgebildet sind; eine Kupplungsnahe 770 ist mit dem Ringrad 757 des Doppelritzel-Planetengetriebes 755 verbunden. Die erste Mehrscheibenkupplung 768 verriegelt die Übertragungswelle 753 und das Ringrad 757 zur Leistungsübertragung. Die Druckkammer 771 wird mit einem Druck beaufschlagt, um die Rückhalteplatte 773c, die an einem Sprengring 773d anliegt, getriebene Scheiben 773b und treibende Scheiben 773a mittels eines Kolbens 772 zusammenzudrücken, um die erste Mehrscheibenkupplung 768 zur Leistungsübertragung einzurücken. Mit 772a ist eine Dichtung

bezeichnet, die auf dem Kolben 772 sitzt und in der Lage ist, eine flüssigkeitsdichte Dichtung zwischen dem Kolben 772 und der Kupplungstrommel 769 zur Verfügung zu stellen und an der Kupplungstrommel 769 entlang zu gleiten. Ein Halter 775a ist an einer Seite des Kolbens 772 angeordnet, die der anderen Seite desselben, an welcher die Druckkammer 771 ausgebildet ist, entgegengesetzt angeordnet ist; ein Druck wird über einen Kolben 774 auf den Kolben 772 mittels einer Rückstellfeder 776 aufgebracht.

In der zweiten Mehrscheibenkupplung 778 dient die Kupplungstrommel 769 der ersten Mehrscheibenkupplung 768 ebenso als Kupplungstrommel der zweiten Mehrscheibenkupplung 778, wobei die Kupplungsnahe 779 mit dem Träger 760 des Doppelritzel-Planetengeriebes 755 verbunden ist. Die zweite Mehrscheibenkupplung 778 verriegelt die Übertragungswelle 753 und den Träger 760 zur Leistungsübertragung. Die Druckkammer 780 ist mit einem Druck beaufschlagt, um die an einem mit dem Kolben 772 befestigten Sprengring 781d anliegende Rückhalteplatte 781c, getriebene Scheiben 781b und treibende Scheiben 781a, die mit der Kupplungsnahe 779 gekuppelt sind, mittels des Kolbens 772 zusammenzudrücken und die zweite Mehrscheibenkupplung 778 zur Leistungsübertragung einzurücken. Ein in der Druckkammer 780 erzeugter Zentrifugaldruck wird durch einen Druck in einer Druckausgleichskammer 775 ausgeglichen. Ein Druck wird auf den Kolben 774 mittels der Rückstellfeder 776 aufgebracht.

Das Transfertreibrad 782 wird drehbar in einem Kugellager 782a auf dem Gehäuse 704 des Getriebegehäuses 707 und in einem Nadellager 782b auf der Fronttreibwelle 751 auf einer Seite des Doppelritzel-Planetengeriebes 755 getragen, die entgegengesetzt zur anderen Seite liegt, an welcher die Antriebsauswahlvorrichtung 767 angeordnet ist. Das übertragende getriebene Rad 752a, welches auf der Hecktreibwelle 752 angebracht ist, kämmt mit dem Transfertreibrad 782 zur

Leistungsübertragung.

Eine dritte Mehrscheibenkupplung 784, d.h. eine dritte Reibkupplung zum selektiven Übertragen von Leistung von dem Träger 760 des Doppelritzel-Planetengetriebes 755 auf das Transfertreibrad 782 ist zwischen dem Doppelritzel-Planetengetriebe 755 und dem Transfertreibrad 782 angeordnet.

Die dritte Mehrscheibenkupplung 784 weist eine Trommel 785 auf, die mit dem Transfertreibrad 782 mittels Keilverzahnungen gekuppelt ist, sowie eine Kupplungsnahe 786, die mit dem Träger 760 des Doppelritzel-Planetengetriebes 755 verbunden ist. Die dritte Mehrscheibenkupplung 784 überträgt Leistung von dem Träger 760 auf das Transfertreibrad 782. Die Druckkammer 787 wird mit einem Druck beaufschlagt, um eine an einem Sprengring 789d, der an der Kupplungstrommel 785 befestigt ist, anliegende Rückhalteplatte 789c, getriebene Scheiben 789b und treibende Scheiben 789a, die mit der Kupplungsnahe 786 gekuppelt sind, mittels eines Kolbens 788 zusammenzudrücken und die dritte Mehrscheibenkupplung 784 zur Leistungsübertragung einzurücken. Ein Halter 790 ist auf einer Seite des Kolbens 788 angeordnet, entgegengesetzt zur anderen Seite desselben, auf welcher die Druckkammer 787 ausgebildet ist, um eine Druckausgleichskammer 791 zum Ausgleich eines Zentrifugaldruckes auszubilden, welcher in der Druckkammer 787 erzeugt wird. Ein Druck wird auf den Kolben 788 mittels einer Rückstellfeder 792 aufgebracht.

Die vierte Mehrscheibenkupplung 793, d.h. eine vierte Reibkupplung zum selektiven Verriegeln der Fronttreibwelle 751 und des Transfertreibrades 782 zur Leistungsübertragung ist zwischen dem Heckende der Fronttreibwelle 751 und dem Transfertreibrad 782 angeordnet.

Die vierte Mehrscheibenkupplung 793 hat eine Kupplungstrommel 794, die mit der Fronttreibwelle 751 über die auf der

Fronttreibwelle 751 ausgebildeten Keilverzahnungen 751b gekuppelt ist, sowie eine Kupplungsnahe 795, die zur Leistungsübertragung mit dem Transfertreibrad 782 verbunden ist. Die Druckkammer 796 wird mit einem Druck beaufschlagt, um eine an einem mit der Kupplungsnahe 794 befestigten Sprengring 798d anliegende Rückhalteplatte 798c, getriebene Scheiben 798b und treibende Scheiben 798a, die mit der Kupplungsnahe 795 gekuppelt sind, mittels eines Kolbens 797 zusammenzudrücken und die vierte Mehrscheibenkupplung 793 zur Leistungsübertragung einzurücken. Ein Halter 799 ist so angeordnet, daß er eine Druckausgleichskammer 7100 ausbildet, zum Ausgleich eines Zentrifugaldruckes, der in der Druckkammer 796 erzeugt wird. Ein Druck wird auf den Kolben 797 mittels einer Rückstellfeder 7101 aufgebracht.

Eine fünfte Mehrscheibenkupplung 7102, d.h. eine fünfte Reibkupplung zum selektiven Festlegen des Ringrades 757 an dem Gehäuse 704 des Getriebegehäuses 707 ist zwischen dem Gehäuse 704 des Getriebegehäuses 707 und dem Ringrad 757 des Doppelritzel-Planetengetriebes 755 angeordnet.

Eine Druckkammer 7103 wird mit einem Druck beaufschlagt, um eine an einem an dem Gehäuse 704 befestigten Sprengring 7105d anliegende Rückhalteplatte 7105c, getriebene Scheiben 7105b und treibende Scheiben 7105a, die mit der mit dem Ringrad 757 verbundenen Kupplungsnahe 770 gekuppelt sind, mittels eines Kolbens 7104 zusammenzudrücken, um die fünfte Mehrscheibenkupplung 7102 einzurücken und so das Ringrad 757 an dem Getriebegehäuse 707 festzulegen. Ein Druck wird auf den Kolben 7104 mittels einer Rückstellfeder 7106 aufgebracht.

Eine Ausgangswelle 7113 wird von einem Paar Lager 7112 getragen, die um eine vorbestimmte Strecke mittels eines Abstandshalters 7111 beabstandet sind und auf dem Erweiterungsgehäuse 706 mittels eines Halters 7110 des Er-

weiterungsgehäuses 706 gehalten werden, welches mit dem Heckende des Drehmomentwandlergehäuses 701 verbunden ist.

Das Kegelrad 7113a ist an dem Frontende der Ausgangswelle 7113 angebracht und kämmt mit dem Kegelrad 752a, das an der Hecktreibwelle 752 angebracht ist. Das Heckende der Ausgangswelle 7113 ist über eine Universalkupplung und eine Antriebswelle 7116 am Heckdifferential 7117 angeschlossen, um Leistung auf das Heckdifferential 7117 zu übertragen.

Ein Steuerventil ist in der mit dem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 707 verbundenen Ölwanne angeordnet. Das Steuerventil wird von einem hydraulischen Regler 709 auf Grundlage von Signalen gesteuert, die von dem Fahrtgeschwindigkeitssensor 709a, dem Drosselklappenstellungssensor 709b, dem Wählhebelschalter 709c, dem Vorderradgeschwindigkeitssensor 709d, dem Hinterradgeschwindigkeitssensor 709e und dem Lenkwinkelsensor 709f geliefert werden, um Öl, welches aus der Ölpumpe ausgeleitet wird selektiv der Eintriebswählvorrichtung 767, den jeweiligen Druckkammern 771, 780, 787, 796 und 7103 der ersten Mehrscheibenkupplung 768, der zweiten Mehrscheibenkupplung 778, der dritten Mehrscheibenkupplung 784, der vierten Mehrscheibenkupplung 793 und der fünften Mehrscheibenkupplung 7102 sowie dem Reibscheibengetriebe 730 zuzuführen.

Im folgenden ist die Funktionsweise des so aufgebauten Kraftfahrzeugantriebssystems für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug anhand der Fig. 61 bis 64 sowie der Fig. 65 beschrieben, welche die Betriebszustände der ersten Mehrscheibenkupplung 768, der zweiten Mehrscheibenkupplung 778, der dritten Mehrscheibenkupplung 784, der vierten Mehrscheibenkupplung 793 und der fünften Mehrscheibenkupplung 7102 auflistet. In der Tabelle nach Fig. 65 bezeichnen die leeren Kreise, daß die entsprechenden Mehrscheibenkupplungen eingedrückt oder wirksam sind, wobei die geklammerten leeren Krei-

se anzeigen, daß die Mehrscheibenkupplungen eingerückt oder wirksam sind, wenn es erforderlich ist.

Die Leistung der Maschine 710 wird von der Kurbelwelle 711 über den Drehmomentwandler 720 auf die Primärwelle 731 des Reibscheibengetriebes 730 übertragen. Eine Eingangsdrehzahl der Primärwelle 731 wird kontinuierlich in eine Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 732 durch die Wirkung des primären Reibscheibenpaares 733 und des sekundären Reibscheibenpaares 734 übersetzt, welche von dem Treibriemen 735 umschlungen sind. Die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 732 wird durch die Wirkung des Treibrades 738, die Gegenwellenanordnung 739 und das getriebene Rad 754 vermindert, wobei eine verminderte Drehzahl über die Kupplungstrommel 769 der ersten Mehrscheibenkupplung 768 und der zweiten Mehrscheibenkupplung 778 zugeführt wird. Die erste Mehrscheibenkupplung 768 und die zweite Mehrscheibenkupplung 778 sind ausgerückt, und es wird keine Leistung über die erste Mehrscheibenkupplung 768 und die zweite Mehrscheibenkupplung 778 hinaus übertragen, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Wenn Fahrbetrieb D, d.h. Vorwärtsfahrt gewählt ist, so werden die erste Mehrscheibenkupplung 768 und die zweite Mehrscheibenkupplung 784 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 61 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil wird der Druckkammer 771 ein Druck zugeführt, um die an dem inneren Umfang der Kupplungstrommel 769 befestigten Sprengring 773d anliegende Rückhalteplatte 773c, die getriebenen Scheiben 773b und die treibenden Scheiben 773a mittels des Kolbens 772 zusammenzudrücken, so daß die erste Mehrscheibenkupplung 768 eingerückt wird. Folglich wird Leistung von der Übertragungswelle 753 auf das Ringrad 757 des Doppelritzel-Planetengeriebtes 755 übertragen. Ebenso wird die Druckkammer 787 mit einem Druck beaufschlagt, um die Rückhalteplatte 789c, den Sprengring 789d,

die getriebenen Scheiben 789b und die treibenden Scheiben 789a der dritten Mehrscheibenkupplung 784 mittels des Kolbens 788 zusammenzudrücken und die dritte Mehrscheibenkupplung 784 einzurücken. Folglich werden der Träger 760 des Doppelritzel-Planetengetriebes 755 und das Transfertreibrad 782 zur Leistungsübertragung über die dritte Mehrscheibenkupplung 784 verriegelt.

Dementsprechend kämmen in dem Doppelritzel-Planetengetriebe 755 das Ringrad 757, d.h. das Eintriebsglied und das erste Planetenritzel 758; das zweite Planetenritzel 759 kämmt mit dem ersten Planetenritzel 758 und dem Sonnenrad 756, wie in Fig. 62 gezeigt; das Sonnenrad 756 und der Träger 760 drehen zur Differentialdrehung in derselben Richtung, in der das Ringrad 757 dreht, wobei Drehmoment in einem vorbestimmten Aufteilverhältnis auf das Sonnenrad 756 und den Träger 760 aufgeteilt wird. Somit werden die mit dem Sonnenrad 756 mittels Keilverzahnungen gekuppelte Fronttreibwelle 751 und das Transfertreibrad 782, das zusammen mit dem Träger 760 betrieben wird, in der Drehrichtung des Ringrades 757 gedreht, wobei das mit dem Transfertreibrad 782 kämmende Transfer-treibrad 752a so gedreht wird, daß es die Hecktreibwelle 752 in einer Richtung dreht, die der Drehrichtung des Ringrades 757 entgegengesetzt ist. Während der Drehmomentübertragung dient das Doppelritzel-Planetengetriebe 755 als Zentraldifferential, in welchem sich das erste Planetenritzel 758 und das zweite Planetenritzel 759 drehen und über das Sonnenrad 756 abwälzen, um die Drehzahldifferenz zwischen dem Sonnenrad 756 und dem Träger 760 ausgleichend aufzunehmen.

Die Drehmomentaufteilungsfunktion des Doppelritzel-Planetengetriebes 755 wird anhand der Fig. 62 beschrieben.

Die Beziehung zwischen der Drehmomentaufteilung und den Zähnezahlen des Ringrades 757 und des Sonnenrades 756 drückt sich aus zu:

$$T_i = T_F + T_R$$

$$T_F : T_R = Z_S : (Z_R - Z_S).$$

$$\text{Somit gilt } T_F : T_R = 45 : 55;$$

hierbei sind T_i das Eingangsdrehmoment, welches auf das Ringrad 757 aufgebracht wird, T_F das Drehmoment des Sonnenrades 756, welches auf die Vorderräder übertragen werden soll, T_R das Drehmoment des Trägers 760, Z_S die Zähnezahl des Sonnenrades 756 und Z_R die Zähnezahl des Ringrades 757. Demgemäß kann ein gewünschtes Bezugsdrehmomentaufteilungsverhältnis T_F/T_R durch ein entsprechendes Festlegen der Zähnezahl Z_S des Sonnenrades 756 und der Zähnezahl Z_R des Ringrades 757 bereitgestellt werden.

Wenn $Z_S = 37$ und $Z_R = 82$ ist, so gilt

$$T_F : T_R = 37 : (82 - 37) = 45 : 55,$$

was aussagt, daß jeweils etwa 45% bzw. etwa 55% des Eingangsdrehmomentes, welches auf das Ringrad 757 des Doppelritzel-Planetengeriebes 755 aufgebracht wird, auf die Vorderräder bzw. die Hinterräder übertragen wird. Somit kann eine Bezugsbetriebsart mit hecklastiger Drehmomentaufteilung, d.h. einer Drehmomentaufteilung, bei welcher der Hauptteil des Eingangsdrehmomentes den Hinterrädern zugeführt wird, bereitgestellt werden.

Der Druckkammer 796 der vierten Mehrscheibenkupplung 793 wird ein Druck zugeführt, um den Sprengring 798d, die Rückhalteplatte 798c, die getriebenen Scheiben 798b und die treibenden Scheiben 798a mittels des Kolbens 797 zusammenzudrücken, um ein Kupplungsdrehmoment T_c zu erzeugen. Der hydraulische Regler 709 steuert das Kontrollventil, um das Kupplungsdrehmoment T_c zu variieren.

Die Vorderraddrehzahl N_F und die Hinterraddrehzahl N_R , die von dem Vorderraddrehzahlsensor 709d bzw. dem Hinterraddreh-

zahlsensor 709e gemessen werden, werden der hydraulischen Steuerung 709 zugeführt. Die Hinterräder beginnen jeweils zuerst durchzudrehen, wenn das Fahrzeug auf einer rutschigen Straße in der Bezugsbetriebsart mit hecklastiger Drehmomentverteilung fährt, d. h., in einer Betriebsart mit $TF < TR$. Daher wird der Schlupf S als $S = NF/NR$ ($S > 0$) definiert. Ein Kupplungsdruck P_c , der dem Schlupf S entspricht, sowie ein Lenkwinkel ψ , welcher den hydraulischen Regler 709 von dem Lenkwinkelsensor 709f zugeführt wird, sind aus einer Zuordnung, die in dem hydraulischen Regler 709 gespeichert ist, ermittelbar. Wenn die Hinterräder nicht durchdrehen und $S \geq 1$ gilt, so ist der Kupplungsdruck P_c relativ gering. Wenn die Hinterräder durchdrehen und $S < 1$ gilt, so wird der Kupplungsdruck P_c vergrößert, so daß der Schlupf S abfällt, wobei der Kupplungsdruck P_c auf einen Wert P_{max} gesetzt wird, wenn der Schlupf S nicht größer ist als ein vorbestimmter Schwellenschlupf S_1 . Der Leitungsdruck wird dem Kupplungsdruck P_c zur variablen Steuerung des Kupplungsdrehmomentes T_c der vierten Mehrscheibenkupplung 793 angepaßt.

Somit wird durch das Einrücken der vierten Mehrscheibenkupplung 793 ein By-Pass-Antriebspfad 7115 gebildet. Der By-Pass-Antriebspfad 7115 erstreckt sich von der Fronttreibwelle 751 über das Transfertreibrad 782 auf das Sonnenrad 756. Der By-Pass-Antriebspfad 7115 führt eine Differentialfunktion aus, so daß in der Transfereinheit 750 im Falle des Durchdrehens der Hinterräder gilt: $(\text{Hinterraddrehzahl } NR) > (\text{Drehzahl des Ringrades } 757) > (\text{Vorderraddrehzahl } NF)$; das Drehmoment, welches über die vierte Mehrscheibenkupplung 793 auf die Fronttreibwelle 751 übertragen wird, wird um das Kupplungsdrehmoment T_c vergrößert, und das Drehmoment, welches über das übertragende getriebene Rad 752a, welches mit dem Transfertreibrad 582 kämmt, auf die Hecktreibwelle 752 übertragen wird, wird um das Kupplungsdrehmoment T_c vermindert, welches auf die Vorderräder übertragen wird. Folg-

lich gilt:

$$TF = 0,45Ti + Tc$$

$$TR = 0,55Ti - Tc$$

Dementsprechend wird das Drehmoment auf die Vorderräder und die Hinterräder mit einem hecklastigen Drehmomentaufteilungsverhältnis $TF : TR = 45 : 55$ aufgeteilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen, da für das Kupplungsdrehmoment $Tc = 0$ gilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen. Wenn die Hinterräder durchdrehen und das Kupplungsdrehmoment Tc erzeugt wird, so wird ein größerer Teil des Eingangsdrehmomentes Ti den Vorderrädern über den By-Pass-Antriebspfad 7115 zugeführt, wie in Fig. 62 gezeigt, wenn das Kupplungsdrehmoment Tc größer ist und das Drehmomentaufteilungsverhältnis $TF : TR$ sich zu $TF1 : TR1$ ändert, wie in Fig. 45 gezeigt, so daß das Drehmoment, welches den Vorderrädern zugeführt wird, anwächst und das Drehmoment, welches den Hinterrädern zugeführt wird abnimmt. Folglich wird der Schlupf der Hinterräder vermindert und die Traktion des Fahrzeuges verbessert. Wenn der Schlupf S unter den vorbestimmten Schwellenschlupf abfällt, so steigt der Druck des Öls, welches der vierten Mehrscheibenkupplung 793 zugeführt wird, das Differential-Grenzdrehmoment steigt auf einen Maximalwert, und das Sonnenrad 756 und der Träger 760 stehen in direkter Verbindung. Folglich wird die Differentialbewegung der Transfereinheit 750 verriegelt, wobei eine direkte Vierrad-Antriebsart vorliegt, bei welcher das Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilungsverhältnis, welches dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, aufgeteilt wird, wodurch die Traktion des Fahrzeuges maximiert wird.

Wenn die Vorderräder durchdrehen, so erfüllt die Differentialfunktion der Transfereinheit 750 die Bedingung: (Hinterraddrehzahl NR) < (Drehzahl des Ringrades 757) < (Vorder-

raddrehzahl NF); Drehmoment wird von der Fronttreibwelle 751 auf das Transfertreibrad 782 gemäß dem Kupplungsdrehmoment T_c übertragen, wobei das Drehmoment, welches von der Fronttreibwelle 751 auf die Vorderräder übertragen wird, um das Kupplungsdrehmoment T_c , das den Hinterrädern zugeführt wird vermindert ist. Folglich gilt:

$$T_F = 0,45T_i - T_c$$

$$T_R = 0,55T_i + T_c.$$

Dementsprechend wird das Drehmoment auf die Vorderräder und die Hinterräder mit einem hecklastigen Drehmomentaufteilungsverhältnis $T_F : T_R = 45 : 55$ aufgeteilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen, da für das Kupplungsdrehmoment $T_c = 0$ gilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen. Wenn die Vorderräder durchdrehen, und das Kupplungsdrehmoment T_c erzeugt wird, so wird das Eingangsdrehmoment T_i den Hinterrädern entsprechend dem Kupplungsdrehmoment T_c zugeführt, um das Drehmoment, welches den Hinterrädern zugeführt wird, zu vergrößern und das Drehmoment, welches den Vorderrädern zugeführt wird, zu vermindern, so daß die Traktion des Fahrzeugs verbessert wird. Wenn der Schlupf S unter den vorbestimmten Schwelenschlupf abfällt, so steigt der Druck des Öls, welcher der vierten Mehrscheibenkupplung 793 zugeführt wird, das Differential-Grenzdrehmoment steigt auf einen Maximalwert, und das Sonnenrad 756 und der Träger 760 stehen in direkter Verbindung. Folglich liegt ein direkter Vierrad-Antriebsmodus vor, bei welchem Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilungsverhältnis aufgeteilt wird, welches dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, wodurch die Traktion des Fahrzeugs maximiert wird. Somit können die Drehmomente, welche den Vorder- und den Hinterrädern zugeführt werden, in einem weiten Bereich abhängig vom Schlupfverhältnis n gesteuert werden, um eine Verringerung der Traktion zu vermeiden.

Wenn das Fahrzeug während der Drehmomentaufteilungssteuerung zur Schlupfunterdrückung eine Kurve fährt, so wird das Differential-Grenzdrehmoment der vierten Mehrscheibenkupplung 793 gemäß dem Lenkwinkel Ψ korrigierend vermindert. Folglich wird die Differential-Grenzwirkung der Transfereinheit 750 vermindert, wobei die Drehzahldifferenz zufriedenstellend ausgeglichen wird, so daß eine Bremswirkung in engen Kurven ausbleibt und eine befriedigende Kontrolle sichergestellt werden kann.

Wenn Rückwärtsfahrt gewählt ist, so sind die erste Mehrscheibenkupplung 768 und die dritte Mehrscheibenkupplung 784 ausgerückt, und die zweite Mehrscheibenkupplung 778, die vierte Mehrscheibenkupplung 793 und die fünfte Mehrscheibenkupplung 7102 sind zur Leistungsübertragung über einen in Fig. 63 fett gezeichneten Antriebspfad eingerückt. Über das Steuerventil wird die Druckkammer 780 mit einem Druck beaufschlagt, um den Sprengring 781d, die Rückhalteplatte 781c, die treibenden Scheiben 781a und die getriebenen Scheiben 781b mittels des Kolbens 784 zusammenzudrücken und die zweite Mehrscheibenkupplung 778 einzurücken, wobei die Übertragungs-welle 753 und den Träger 760 des Doppelritzel-Planetengetriebes 755 zur Leistungsübertragung verriegelt werden. Der Druckkammer 7103 wird ein Druck zugeführt, um den Sprengring 7105d, die Rückhalteplatte 7105c, die treibenden Scheiben 7105a und die getriebenen Scheiben 7105b mittels des Kolbens 7104 zusammenzudrücken und die fünfte Mehrscheibenkupplung 7102 einzurücken, wodurch das Ringrad 757 an dem Getriebegehäuse 707 festgelegt wird. Der Sprengring 798d, die Rückhalteplatte 798c, die treibenden Scheiben 798a und die getriebenen Scheiben 798b werden mittels des Kolbens 797 zusammengedrückt, um die vierte Mehrscheibenkupplung 793 einzurücken, so daß Leistung von der Fronttreibwelle 751 auf das Transfertreibrad 782 übertragen wird.

Wie in Fig. 64 gezeigt ist, werden folglich das erste Pla-

netenritzel 758 und das zweite Planetenritzel 759 in entgegengesetzte Richtungen durch den Träger 760 gedreht, wobei sie über das Ringrad 757 abwälzen, um das Rad 756 in einer Richtung zu drehen, die der Drehrichtung des Trägers 760 entgegengesetzt ist. Folglich wird die Fronttreibwelle 751 in Rückwärtsrichtung gedreht und Leistung wird von der Fronttreibwelle 751 über die vierte Mehrscheibenkupplung 793 auf das Transfertreibrad 782 übertragen, um die Hecktreibwelle 752 in einer Richtung in Drehung zu versetzen, die der Drehrichtung der Fronttreibwelle 751 entgegengesetzt ist.

Somit wird die Leistung, welche auf die Übertragungswelle 753 übertragen wird, in einer Richtung übertragen, die der Richtung entgegengesetzt ist, in welcher Leistung auf die Fronttreibwelle 751 und die Hecktreibwelle 752 übertragen wird, wenn Fahrbetrieb D, d. h. Vorwärtsfahrt, gewählt ist und das Ringrad 757 des Doppelritzel-Planetengetriebes 755 an dem Getriebegehäuse 707 durch die fünfte Mehrscheibenkupplung 7102 festgelegt wird. Somit ist das Doppelritzel-Planetengetriebe 755 in der Lage, eine Vorwärts-/Rückwärtsfahrtschaltfunktion bereitzustellen.

In diesem Fall wird Leistung von dem Träger 760 auf die Fronttreibwelle 751 und die Hecktreibwelle 752 mit einem Getriebeverhältnis übertragen, welches sich ausdrücken läßt zu:

$$\text{Getriebeverhältnis} = [ZS + (-ZR)]/ZS$$

Wenn $ZS = 37$ und $ZR = 82$ sind, beträgt das

$$\text{Getriebeverhältnis} = [37 + (-82)]/37 = - 1,216,$$

was ein zweckmäßiges Getriebeverhältnis für Rückwärtsfahrt R darstellt.

Das Eingangs Drehmoment T_i , welches dem Träger 760 zugeführt wird, wird entsprechend dem Kupplungs Drehmoment T_c auf das Transfertreibrad 782 übertragen, wobei der verbleibende Teil des Eingangs Drehmoments T_i auf die Vorderräder übertragen wird.

$$T_i = T_F + T_R$$

$$T_F = T_i - T_c$$

$$T_R = T_c.$$

Daher wird die Traktion des Kraftfahrzeugs durch Verminderung des Kupplungs Drehmomentes T_c verbessert, so daß ein Teil des Eingangs Drehmomentes T_i , der den Vorderrädern zugeführt wird, vergrößert wird, wobei der Teil, der den Hinterrädern zugeführt wird im Falle des Durchdrehens der Hinterräder verringert wird, damit der Schlupf unterdrückt wird und eine zufriedenstellende Traktion sichergestellt werden kann. Wenn die Vorderräder durchdrehen so wird das Kupplungs Drehmoment T_c vergrößert, um einen größeren Anteil des Eingangs Drehmomentes T_i den Hinterrädern zuzuführen, um das Drehmoment der Hinterräder zu vergrößern, wobei das Drehmoment, welches den Vorderrädern zugeführt wird zur Schlupfunterdrückung und zur Verbesserung der Traktion verringert wird. Wenn der Schlupf S unter einen vorbestimmten Schwellenschlupf abfällt, so steigt der Druck des Öles, welcher der vierten Mehrscheibenkupplung 793 zugeführt wird auf einen Maximalwert, wobei das Differential-Grenzdrehmoment T_c auf einen Maximalwert ansteigt, um die Fronttreibwelle 751 direkt mit dem Transfertreibrad 782 zu verbinden und so eine direkte Vierrad-Antriebsart bereitzustellen, bei der Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilungsverhältnis aufgeteilt wird, welches dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, womit die Traktion des Kraftfahrzeuges maximiert wird. Wenn das Fahrzeug während der Drehmomentaufteilungssteuerung zur Schlupfunterdrückung eine Kurve fährt, so wird das Differential-Grenzdrehmoment der

vierten Mehrscheibenkupplung 793 gemäß dem Lenkwinkel ψ verringert. Folglich wird die Drehzahldifferenz zufriedenstellend ausgeglichen, so daß eine Bremswirkung in engen Kurven ausbleibt und eine befriedigende Kontrolle ermöglicht wird.

Bei der siebten Ausführung sind die Fronttreibwelle 751 und die Hecktreibwelle 752 zur Leistungsübertragung auf das mit der Ausgangsseite des Reibscheibengetriebes 730 verbundene Frontdifferential 740 bzw. das Heckdifferential 7117 parallel zur Kurbelwelle 711 der in Querrichtung angeordneten Maschine 710 angeordnet; das Doppelritzel-Planetengetriebe 755 ist an der Fronttreibwelle 751 angebracht, wobei sein Sonnenrad 756 mit der Fronttreibwelle 751 gekuppelt ist; die erste Mehrscheibenkupplung 768 ist in der Lage, die Ausgangsleistung des Reibscheibengetriebes 730 auf das Ringrad 757 zu übertragen; die zweite Mehrscheibenkupplung 778 ist in der Lage, die Ausgangsleistung des Reibscheibengetriebes 730 auf den Träger 760 zu übertragen; die dritte Mehrscheibenkupplung 784 ist in der Lage, den Träger 760 mit dem Transfertreibrad 782 zur Leistungsübertragung zu verriegeln; die vierte Mehrscheibenkupplung 793 ist in der Lage, die Fronttreibwelle 751 zur Leistungsübertragung mit der Hecktreibwelle 752 zu verbinden; die fünfte Mehrscheibenkupplung 7102 ist in der Lage, das Ringrad 757 an einer Drehung zu hindern; die Mehrscheibenkupplungen 768, 778, 784, 793 und 7102 werden selektiv gesteuert, so daß das Kraftfahrzeugantriebssystem die Funktionen eines Zentraldifferentials ausführt, um Drehmomente in geeigneter Weise auf die Fronttreibwelle 751 und die Hecktreibwelle 752 aufzuteilen und um eine Differential-Grenz-Betriebsart bereitzustellen, so daß das Fahrzeug in der Lage ist, sich zufriedenstellend sowohl im Fahrbetrieb D, d. h. bei Vorwärtsfahrt, als auch bei Rückwärtsfahrt R fortzubewegen, wobei ferner die Funktionen eines Vorwärts-/Rückwärtsfahrwahlmechanismus gegeben sind, wenn der Fahrbetrieb D oder Rückwärtsfahrt R gewählt sind.

Während das konventionelle Kraftfahrzeugantriebssystem jeweils spezielle Doppelritzel-Planetengetriebe für das Zentraldifferential sowie den Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus benötigt, so kommt das Kraftfahrzeugantriebssystem der siebten Ausführung nach der Erfindung mit einem einzelnen Doppelritzel-Planetengetriebe die Funktionen des Zentraldifferentials und des Vorwärts-/Rückwärtsfahrtwählmechanismus' aus. Daher ist das Kraftfahrzeugantriebssystem der siebten Ausführung nach der Erfindung ausgesprochen funktionstüchtig; es weist eine einfache, kompakte und leichtgewichtige Konstruktion mit einer geringen Gesamtlänge in Richtung der Breite der Kraftfahrzeugkarosserie auf; es erleichtert die Steuervorgänge und kann mit geringen Herstellungskosten hergestellt werden. Demgemäß kann das Kraftfahrzeugantriebssystem in einer Kraftfahrzeugkarosserie montiert werden, wobei ein ausreichend großer Raum zwischen den Seitenwänden des Maschinenraums und den entgegengesetzten Enden vorliegt, so daß eine ausreichende Knautschzone zur Verfügung steht, die zum Schutz der Passagiere im Falle einer seitlichen Kollision bietet; ferner ist ein ausreichend großer Raum für Arbeiten bei der Montage und der Demontage des Getriebes im Maschinenraum vorhanden. Weiterhin liegt eine größere Freiheit bei der Gestaltung der Fahrzeugkarosserie vor.

Eine elektromagnetische Kupplung oder eine hydraulische Kupplung können anstelle des Drehmomentwandlers 720 verwendet werden. Wenn eine elektromagnetische Kupplung oder eine hydraulische Kupplung anstelle des Drehmomentwandlers 720 verwendet werden, so kann die Übertragung von Leistung auf die Primärwelle 731 des Reibscheibengetriebes 730 und über das Reibscheibengetriebe 730 hinaus unterbrochen werden, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Aus der vergleichenden Betrachtung des Kraftfahrzeugantriebssystems 700 der siebten Ausführung für ein vier-

radgetriebenes Kraftfahrzeug und des Kraftfahrzeugantriebssystems 300 der dritten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug wird deutlich, daß der Drehmomentwandler, das Reibscheibengetriebe, das Frontdifferential, das erste, das zweite und das fünfte Gehäuse, die das Getriebegehäuse mit dem Drehmomentwandler und dem Reibscheibengetriebe bilden, sowie die Hauptkomponenten der Transfereinheit mit der Fronttreibwelle, dem Doppelritzell-Planetengetriebe, der festen Welle sowie der ersten und der zweiten Mehrscheibenkupplung dem Kraftfahrzeugantriebssystem 700 der siebten Ausführung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug und dem Kraftfahrzeugantriebssystem 300 der dritten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug gemeinsam sind.

Daher können die wesentlichen Teile des Kraftfahrzeugantriebssystems für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug in relativ einfacher Weise und unter verminderten Herstellungskosten aufgebaut werden, indem zusätzlich der Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen von Kraft auf das Heckdifferential mit der dritten, der vierten und der fünften Kupplung, dem Transfertreibrad und der Hecktreibwelle in das Kraftfahrzeugantriebssystem 300 der dritten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug eingebaut werden.

Achte Ausführung

Ein Kraftfahrzeugantriebssystem 800 einer achten Ausführung gemäß der Erfindung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug wird im folgenden anhand der Fig. 66 bis 73 beschrieben.

Nach Fig. 66 ist in dem Kraftfahrzeugantriebssystem 800 der achten Ausführung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug ein Drehmomentwandlergehäuse 801 mit einer in Querrichtung angeordneten Maschine 810 verbunden, welches einen Drehmomentwandler 820, ein Reibscheibengetriebegehäuse 802 sowie ein Gehäuse 803, welches neben dem Drehmomentwandlergehäuse

801 angeordnet ist, und ein Reibscheibengetriebe 830 sowie ein Frontdifferential 840 enthält; ein Gehäuse 804 und eine Endabdeckung 805 sind mit dem Drehmomentwandlergehäuse 801 kombiniert; sie enthalten eine Transfereinheit 850, ein Erweiterungsgehäuse 806, welches hinter dem Drehmomentwandlergehäuse 801 angeordnet ist, mit einem Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen der Ausgangsleistung der Transfereinheit 850 auf die Hinterräder; die Komponenten sind in dieser Reihenfolge verbunden und bilden den Aufbau eines Getriebegehäuses 807. Eine nicht gezeigte Ölwanne ist an einem unteren Abschnitt des Getriebegehäuses 807 angebracht.

Die in Querrichtung angeordnete Maschine 810 hat eine mit dem in dem Drehmomentwandlergehäuse 801 enthaltenen Drehmomentwandler 820 verbundene Kurbelwelle 811. Eine Ausgangswelle 821, die mit dem Drehmomentwandler 820 zusammenarbeitet, ist mit einer Primärwelle 831 gekuppelt, die in dem im Reibscheibengetriebegehäuse 802 befindlichen Reibscheibengetriebe 830 enthalten ist, um Leistung von der Kurbelwelle 811 über den Drehmomentwandler 820 auf die Primärwelle 831 des Reibscheibengetriebes 310 zu übertragen.

Das Reibscheibengetriebe 830 übersetzt eine Eingangsdrehzahl in eine Ausgangsdrehzahl einer Sekundärwelle 832. Leistung wird von der Sekundärwelle 832 über eine Gegenwellenanordnung 839 auf die Transfereinheit 850 übertragen. Die Transfereinheit 850 überträgt Leistung über das Frontdifferential 840 auf die Vorderräder und über eine Antriebswelle 8116 und ein Heckdifferential 8117 auf die Hinterräder.

Eine Ölpumpe 808, die kontinuierlich von einer in dem Drehmomentwandler 820 enthaltenen Ölpumpenantriebswelle 824a angetrieben wird, ist in dem Getriebegehäuse 807 enthalten. Die Ölpumpe 788 liefert kontinuierlich Öl mit einem Leitungsdruck, um den Drehmomentwandler 820 und zugehörige Teile mit Öl zu versorgen, sie gestattet die hydraulische

Steuerung des Reibscheibengetriebes 830 sowie das hydraulische Steuern der Transfereinheit 850 mit einem hydraulischen Regler 809 auf Grundlage von Signalen, die von einem Fahrgeschwindigkeitssensor 809a, einem Drosselklappenstellungssensor 809b, einem Wählhebelschalter 809c, einem Vorderraddrehzahlsensor 809d, einem Hinterraddrehzahlsensor 809e und einem Lenkwinkelsensor 809f geliefert werden.

Der Drehmomentwandler 820, das Reibscheibengetriebe 830, das Frontdifferential 840 und die Transfereinheit 850 werden im folgenden anhand der Fig. 67 und 68 nacheinander beschrieben.

Wie in Fig. 67 gezeigt ist, enthält der Drehmomentwandler 820 eine Ausgangswelle 821, die drehbar in Kugellagern 821a auf dem Reibscheibengehäuse 802 und der Seitenabdeckung 803 coaxial mit der Kurbelwelle 811 gelagert ist.

Die Ausgangswelle 821 ist zum Zwecke der Drehbarkeit von einer Statorwelle 822 umgeben, die einen im wesentlichen zylindrischen äußeren Umfang aufweist, und an ihrem Basisende mit einem Flansch ausgestattet ist, der über ein Ölpumpengehäuse 808c mit dem Reibscheibengetriebegehäuse 801 über Bolzen verbunden ist. Die mit einem Flügelrad 824 verbundene Ölpumpenantriebswelle 824a sitzt drehbar auf der Statorwelle 822.

Der äußere Umfang des Flügelrades 824 steht mit dem äußeren Umfang einer Frontabdeckung 825 in Verbindung und ist über eine treibende Scheibe 826 mit der Kurbelwelle 811 verbunden, so daß er zusammen mit der Kurbelwelle 811 dreht.

Eine Turbine 827 ist dem Flügelrad 824 gegenüberliegend angeordnet und mit der Ausgangswelle 821 mittels Keilverzahnungen gekuppelt. Ein Stator 828 ist zwischen dem Flügelrad 824 und der Turbine 827 angeordnet und wird von einer Ein-

wegkupplung 828a getragen, die auf der Statorwelle 822 angebracht ist.

Eine Verriegelungskupplung 829 ist zwischen der Turbine 827 und der Frontabdeckung 825 angeordnet. Die Ölpumpe 808 enthält ein Innenrad 808a, welches von der Ölpumpenantriebswelle 824a drehangetrieben wird, ein Außenrad 808b, das mit dem Innenrad 808a kämmt sowie ein Ölpumpengehäuse 808c, welches am Basisende der Statorwelle 822 angebracht ist.

Die Drehung der Kurbelwelle 811 der Maschine 810 wird über die mit der Kurbelwelle 811 verbundene treibende Scheibe 826 und die Frontabdeckung 825 auf das Flügelrad 824 übertragen, um dieses in Drehung zu versetzen.

Wenn das Flügelrad 824 dreht, so wird Öl durch Zentrifugalkraft in den Außenbereich des Flügelrades 824 gebracht; das Öl fließt in die Turbine 827, um auf die Turbine einen Drehmoment zu übertragen, welches in derselben Richtung wirkt, in der sich das Flügelrad 824 dreht, so daß die Ausgangswelle 821, welche mittels Keilverzahnungen mit der Turbine 827 gekuppelt ist, drehangetrieben wird. Die Fließrichtung des Öls, welches aus der Turbine 827 ausfließt, wird von dem Stator 828 in einer Richtung abgelenkt, so daß es die Drehrichtung des Flügelrades 824 unterstützt und so das Drehmoment des Flügelrades 824 vergrößert. Wenn die Turbine 827 mit hoher Drehzahl rotiert, so fließt Öl gegen die Rückseite des Stators 828, so daß der Stator 828 frei auf der Einwegkupplung 828a drehen kann.

Wenn eine feste Fahrtgeschwindigkeit oder Drehzahl erreicht ist, so geht die Verriegelungskupplung 829 mit dem Flügelrad 824 und der Turbine 827 über die Frontabdeckung 825 in Eingriff, so daß der Drehmomentwandler ohne Schlupf arbeiten kann; folglich wird die Betriebsgeschwindigkeit der Maschine 810 entsprechend vermindert, wodurch sich der Kraftstoff-

verbrauch verringert und die Laufruhe verbessert.

Das Reibscheibengetriebe 830 hat eine Primärwelle 831, eine parallel zur Primärwelle 831 angeordnete Sekundärwelle 832, ein an der Primärwelle 831 angebrachtes primäres Reibscheibenpaar 833, ein an der Sekundärwelle 832 angebrachtes sekundäres Reibscheibenpaar 834 sowie einen Treibriemen 835, welcher das primäre Reibscheibenpaar 833 und das sekundäre Reibscheibenpaar 834 umschlingt. Die entsprechenden Breiten der Scheibenzwischenräume des primären Reibscheibenpaares 833 und des sekundären Reibscheibenpaares 834 werden verändert, um das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 833 und des sekundären Reibscheibenpaares 834 zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung zu variieren.

Das primäre Reibscheibenpaar 833, welches auf der einstückig mit der Ausgangswelle 821 ausgebildeten Primärwelle 831 angebracht ist, weist eine feste konische Reibscheibe 833a auf, die einstückig mit der Primärwelle 831 ausgebildet ist, sowie eine bewegliche konische Reibscheibe 833b, die in axialer Richtung mit Bezug auf die feste konische Reibscheibe 833a beweglich ist. Die feste konische Reibscheibe 833a und die bewegliche konische Reibscheibe 833b müssen den Treibriemen 835 mit einer vorbestimmten Klemmkraft halten, wobei die Breiten der Scheibenzwischenräume, welche von der festen konischen Reibscheibe 833a und der beweglichen konischen Reibscheibe 833b gebildet werden, gleichmäßig steuerbar sein müssen, um einen gleichmäßigen Betrieb des Getriebes zur kontinuierlich veränderlichen Drehzahländerung zu gewährleisten. Daher ist eine Vielzahl axialer Rillen in den zusammengehörigen Oberflächen der Primärwelle 831 und der beweglichen konischen Reibscheibe 833b ausgebildet, wobei Kugeln 833c in den zusammengehörigen Rillen zur Drehmomentübertragung angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrischer Kolben 837a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 833b befestigt, d. h. einer Oberfläche, die der festen konischen Reibscheibe 833a abgewandt ist; eine Druckkammer 837A wird durch den ersten Kolben 837a und einen Zylinder 837b gebildet, der mit einem zentralen Abschnitt seiner Grundfläche an der Primärwelle 831 befestigt ist. Die bewegliche konische Reibscheibe 833b wird mittels einer Feder 837c eines hydraulischen Betätigers 837 in Richtung auf die feste konische Reibscheibe 833a vorgespannt.

Ein Ölkanal 831b ist so in der Primärwelle 831 ausgebildet, daß er mit der Druckkammer 837A in Verbindung steht. Der hydraulische Regler 809 führt einen Steuervorgang auf Grundlage von Signalen aus, welche die Stellung der Drosselklappe und dergleichen darstellen, womit Öl in die Druckkammer 837A des hydraulischen Betätigers 837 und aus dieser hinausgeleitet wird; dies erfolgt über einen Ölkanal 803a, der in der Seitenabdeckung 803 ausgebildet ist, um die bewegliche konische Reibscheibe 833b entlang der Primärwelle 831 zu bewegen und so die Breite der Scheibenzwischenräume zu variieren.

Die sich parallel zur Primärwelle 831 erstreckende Sekundärwelle 832 wird drehbar in einem Rollenlager 832a und einem Kugellager 832b auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 802 und der Seitenabdeckung 803 gelagert. Das an der Sekundärwelle 832 angebrachte sekundäre Reibscheibenpaar 834 hat eine feste konische Reibscheibe 834a, die einstückig mit der Sekundärwelle 832 ausgebildet ist, sowie eine bewegliche konische Reibscheibe 834b, die in axialer Richtung bezüglich der festen konischen Reibscheibe 834a beweglich ist. Eine Vielzahl axialer Rillen sind in den zusammengehörigen Oberflächen der beweglichen konischen Reibscheibe 834b und der Sekundärwelle 832 ausgebildet, wobei Kugeln 834c in den zusammengehörigen axialen Rillen zur Drehmomentübertragung von

dem sekundären Reibscheibenpaar 834 auf die Sekundärwelle 832 angeordnet sind.

Ein im wesentlichen zylindrisches Bauteil 836a ist an der Rückseite der beweglichen konischen Reibscheibe 834b befestigt; eine Druckkammer 836A wird durch den Zylinder 836a und einen zylindrischen Kolben 836b gebildet, der einen an der Sekundärwelle 832 befestigten zentralen Abschnitt aufweist; die bewegliche konische Reibscheibe 834b ist in Richtung auf die feste konische Reibscheibe 834a mittels einer Feder 836c des hydraulischen Betätigers 836 vorgespannt.

Ein Ölkanal 832b ist in der Sekundärwelle 832 so ausgebildet, daß er mit der Druckkammer 836A in Verbindung steht. Der hydraulische Regler 809 führt einen Kontrollvorgang auf Grundlage von Signalen aus, die die Stellung der Drosselklappe und dergleichen darstellen, womit Öl in die Druckkammer 836A des hydraulischen Betätigers 836 eingeleitet und aus dieser ausgeleitet wird; dies erfolgt durch einen Ölkanal 801a, welcher in dem Drehmomentwandlergehäuse 801 ausgebildet ist. Ein Treibrad 838 ist an einem Ende der Sekundärwelle 832 angebracht.

Der druckaufnehmende Bereich der beweglichen konischen Reibscheibe 833b des primären Reibscheibenpaares 833 ist größer als derjenige der beweglichen konischen Reibscheibe 834b des sekundären Reibscheibenpaares 834. Wenn das Öl in die Druckkammern 837A und 836A eingeleitet und aus diesen ausgeleitet wird, sind daher die Änderungen der Breite des Scheibenzwischenraumes des primären Reibscheibenpaares 833 und der Breite des Scheibenzwischenraumes des sekundären Reibscheibenpaares 834 zueinander gegenläufig. Daher wird das Verhältnis zwischen den Laufdurchmessern des primären Reibscheibenpaares 833 und des sekundären Reibscheibenpaares 834 kontinuierlich variiert, um die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 832 kontinuierlich zu verändern.

Die Drehung der Sekundärwelle 832 wird über das Treibrad 838 auf die Gegenwellenanordnung 839 mit einer verminderten Drehzahl übertragen. Die Drehung der Gegenwellenanordnung 839 wird über ein getriebenes Rad 854 und eine Kraftübertragungswelle 853, die über Bolzen mit dem getriebenen Rad 854 verbunden ist, auf die Transfereinheit 850 übertragen.

Die Gegenwellenanordnung 839 enthält eine Welle 839a, die an ihren entgegengesetzten Enden in einem Nadellager 839e und einem Rollenlager 839f am Reibscheibengetriebegehäuse 802 bzw. am Drehmomentwandlergehäuse 801 gelagert sind, wobei ein getriebenes Rad 839c mit einem vergleichsweise großen Durchmesser fest an der Welle 839a zur Drehung mit der Welle 839a angebracht ist und mit dem Treibrad 838 kämmt, wobei das Treibrad 839d einstückig mit dem getriebenen Rad 839c ausgebildet ist und mit dem getriebenen Rad 854 kämmt.

Die jeweiligen Konstruktionen des Frontdifferentials 840 und der Transfereinheit 850 werden im folgenden anhand der Fig. 67 und 68 beschrieben, wobei die Fig. 68 einen wesentlichen Abschnitt der Konstruktion aus Fig. 67 in vergrößerter Form darstellt.

Das Frontdifferential 840 befindet sich in einem Differentialgehäuse 841 und ist zwischen einem getriebenen Rad 854, welches einen zylindrischen Vorsprung 854a enthält, der in einem Kugellager 854b auf dem Reibscheibengetriebegehäuse 802 gelagert ist, und einer im wesentlichen zylindrischen Übertragungswelle 853 ausgebildet, welche drehbar in einem Kugellager 853a auf dem Drehmomentwandlergehäuse 801 gelagert ist.

Das Frontdifferential 840 weist ein hohles Differentialgehäuse 842 auf, welches drehbar in einem ausgedehnten Bauteil sitzt, das von dem im wesentlichen zylindrischen Vorsprung 854a des einstückig mit der Fronttreibwelle 851 ausgebilde-

ten getriebenen Rades 854 gebildet ist, sowie die Übertragungswelle 853. Ein Paar Ausgleichsritzel 843b sind in dem Differentialgehäuse 842 angeordnet und von einer Ritzelwelle 843a getragen, die an entgegengesetzten Enden von dem Differentialgehäuse 842 unterstützt wird. Ein linksseitiges Rad 843c und ein rechtsseitiges Rad 843d kämmen mit dem Paar Ausgleichsritzel 843b, um so ein Differential 843 zu bilden.

Eine mit dem Seitenrad 843c verbundene Treibwelle 844 erstreckt sich über das Differentialgehäuse 842 und das Reibscheibengetriebegehäuse 802 und überträgt Kraft über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle auf eines der Vorderräder. Eine mit dem anderen Seitenrad 843d verbundene Treibwelle 845 erstreckt sich durch das Differentialgehäuse 842 und die Fronttreibwelle 851, welche einstückig mit dem Differentialgehäuse 842 ausgebildet ist, steht an der Endabdeckung 805 vor und überträgt Kraft über ein Gleichlaufgelenk und eine Achswelle auf das andere Vorderrad.

Die Transfereinheit 850 enthält die Fronttreibwelle 851, d. h. eine erste Treibwelle, die parallel zur Kurbelwelle 811 der Maschine 810, der Ausgangswelle 821, der Primärwelle 831 und der Sekundärwelle 832 liegt, sowie eine Heckachswelle 852, d. h. eine zweite Treibwelle.

Die Anordnung der Kurbelwelle 811, der Primärwelle 831, der Sekundärwelle 832, der Fronttreibwelle 851 und der Hecktreibwelle 852, die parallel zueinander angeordnet sind, ist identisch mit der der entsprechenden Wellen des Kraftfahrzeugantriebssystems der siebten Ausführung. Somit ist das Antriebssystem mit einem kompakten Aufbau ausgebildet, welcher vergleichsweise geringe Abmessungen in Längsrichtung aufweist, um so die Montage des Antriebssystems in dem Maschinenraum zu erleichtern und um die Kompatibilität des Antriebssystems mit sowohl einer Fahrzeugkarosserie, die für die Montage eines Schaltgetriebes (MT) ausgelegt ist, als

auch mit einer Fahrzeugkarosserie, die zur Montage eines Automatikgetriebes (AT) ausgelegt ist, zu verbessern.

Die einstückig mit dem Differentialgehäuse 842 ausgebildete Fronttreibwelle 851 weist ein Ende auf, welches drehbar über die Übertragungswelle 853 und das Kugellager 853a gelagert ist, welches die Übertragungswelle 853 auf dem Drehmomentwandlergehäuse 801 unterstützt, wobei das andere Ende drehbar von einem Nadellager 851c auf der Endabdeckung 805 getragen wird.

Die Fronttreibwelle 851 ist in ihrem äußeren Umfang an einem Heckabschnitt mit Keilverzahnungen 851b ausgestattet, die mit einer eine Kupplungsnahe 886 tragenden Scheibe 883 kämmen; die Kupplungsnahe 886 ist in einer dritten Mehrscheibenkupplung 884, d. h. einer dritten Reibkupplung enthalten, und eine Kupplungsnahe 895 ist in einer vierten Mehrscheibenkupplung 893, d. h. einer vierten Reibkupplung, enthalten.

Die Fronttreibwelle 851 ist in eine im wesentlichen zylindrische feste Welle 862 eingeführt, die einstückig mit dem Drehmomentwandlergehäuse 801 ausgebildet ist. Ein Raum zwischen dem inneren Umfang der festen Welle 862 und der Fronttreibwelle 851 ist von einer Kupplungstrommel 869 abgeschlossen, die in einer ersten Mehrscheibenkupplung 868, d. h. einer ersten Reibkupplung, enthalten ist, um so eine Druckkammer 862A auszubilden. Die feste Welle 862 ist mit einem Ölkanal 862a ausgestattet, der mit der Druckkammer 862A verbunden ist, sowie einem Ölkanal 862b, der in ihrem äußeren Umfang ausgebildet ist.

Eine Nabe 861 ist drehbar an der Fronttreibwelle 851 angebracht. Die Nabe 851 hat einen röhrenförmigen Abschnitt 861a, der auf der Fronttreibwelle 851 sitzt, sowie einen Flansch 861b, der am Basisende des röhrenförmigen Abschnit-

tes 861a ausgebildet ist. Keilverzahnungen 861c mit welchen ein in einem Doppelritzel-Planetengetriebe 855 enthaltenes Sonnenrad 856 kämmt, sind in einem Bereich des röhrenförmigen Abschnittes 861a in der Nähe des Flansches 861b ausgebildet, und Keilverzahnungen 861d, mit denen eine Kupplungstrommel 894 kämmt, die in einer vierten Mehrscheibenkupplung 893, d. h. einer vierten Reibkupplung, enthalten ist, sind in einem Endbereich des röhrenförmigen Abschnittes 861a ausgebildet. Eine Kupplungsnahe 879, die in einer zweiten Mehrscheibenkupplung 878, d. h. einer zweiten Reibkupplung, enthalten ist, ist einstückig mit dem Flansch 861b ausgebildet.

Die Nabe 861 wird an der axialen Bewegung gehindert. Dies erfolgt durch ein Axiallager 861, das auf der festen Welle 862 getragen wird; ein Axiallager 861g, das auf der Kupplungstrommel 869 getragen wird; ein Axiallager 861h, das auf dem Erweiterungsgehäuse 806 über die Scheibe 883 getragen wird, die die Kupplungsnahe 886 der dritten Mehrscheibenkupplung 884 trägt; die Kupplungsnahe 895 der vierten Mehrscheibenkupplung 893.

Das Doppelritzel-Planetengetriebe 855 enthält ein Sonnenrad 856, das mit den Keilverzahnungen 861c der Nabe 861 kämmt, ein Ringrad 857, ein erstes mit dem Sonnenrad 856 kämmendes Planetenritzel 858, ein zweites Planetenritzel 859, das mit dem Sonnenrad 857 und dem ersten Planetenritzel 858 kämmt, sowie ein Träger 860, der das erste Planetenritzel 858 und das zweite Planetenritzel 859 drehbar in Nadellagern 860a lagert. Auf das Ringrad 857 übertragene Kraft wird auf das Sonnenrad 856 und den Träger 860 in einem Drehmomentaufteilungsverhältnis aufgeteilt, welches von den Abmessungen des Sonnenrades 856 und des Ringrades 857 abhängt. Wenn das Ringrad 857 an dem Gehäuse 804 festgelegt ist, so dreht das Sonnenrad 856 den Träger 860 in einer Richtung, die der Drehrichtung des Sonnenrades 856 entgegengesetzt ist.

Ein übertragendes getriebenes Rad 852a ist an einem Ende der Hecktreibwelle 852 angeordnet, die parallel zur Fronttreibwelle 851 verläuft, und ein Kegelrad 852b, das mit dem an einem Ende der Ausgangswelle 8113 angebrachten Kegelrad 8113a kämmt, ist an dem anderen Ende der Hecktreibwelle 852 angebracht. Die Hecktreibwelle 852 ist drehbar in einer Vielzahl von Kugellagern 852c auf dem Drehmomentwandlergehäuse 801 und der Endabdeckung 805 des Getriebegehäuses 807 gelagert.

Eine Eintriebswählvorrichtung 867 zum selektiven Übertragen von Kraft von der Übertragungswelle 853 auf das Ringrad 857 oder das Sonnenrad 856 ist zwischen der Übertragungswelle 853 und dem Doppelritzel-Planetenge triebe 855 angeordnet. Die Eintriebswählvorrichtung 867 enthält die erste Mehrscheibenkupplung 868 und die zweite Mehrscheibenkupplung 878, d.h. eine zweite Reibkupplung.

In der ersten Mehrscheibenkupplung 868 kämmt eine auf der festen Welle 862 drehbar getragene Kupplungstrommel 869 mit Keilverzahnungen 853b, die in einem Endabschnitt der Übertragungswelle 853 ausgebildet sind, wobei eine Kupplungs nabe 870 mit dem Ringrad 857 des Doppelritzel-Planetenge triebes 855 verbunden ist. Die erste Mehrscheibenkupplung 868 verriegelt die Übertragungswelle 853 mit dem Ringrad 857 zur Leistungsübertragung. Eine Druckkammer 871 ist mit einem Druck beaufschlagt, um eine an einem Spreng ring 873d anliegende Rückhalteplatte 873c, getriebene Scheiben 873b und treibende Scheiben 873a mittels eines Kolbens 872 zusammenzudrücken und die erste Mehrscheibenkupplung 868 zur Leistungsübertragung einzurücken. Ein Halter 875a ist auf einer Seite des Kolbens 872 angeordnet, welche der anderen Seite desselben, auf welcher die Druckkammer 871 ausgebildet ist, entgegengesetzt ist, wobei ein Druck über einen Kolben 874 auf den Kolben 872 mittels einer Rückstellfeder 876 aufgebracht wird.

Bei der zweiten Mehrscheibenkupplung 878 dient die Kupplungstrommel 869 der ersten Mehrscheibenkupplung 868 ebenso als Kupplungstrommel der zweiten Mehrscheibenkupplung 878, wobei die Kupplunbsnabe 879 einstückig mit der Nabe 861 ausgebildet ist. Die zweite Mehrscheibenkupplung 878 verriegelt die Übertragungswelle 853 mit dem Sonnenrad 856 zur Leistungsübertragung. Die Druckkammer 880 wird mit einem Druck beaufschlagt, um eine an einem an dem Kolben 872 befestigten Sprengring anliegende Rückhalteplatte 881c, getriebene Scheiben 881b und treibende Scheiben 881a, die mit der Kupplungsnabe 879 gekuppelt sind, mittels des Kolbens 772 zusammenzudrücken und die zweite Mehrscheibenkupplung 878 zur Leistungsübertragung zusammenzudrücken. Ein Druck wird auf den Kolben 874 mittels der Rückstellfeder 876 aufgebracht.

Das Transfertreibrad 882 ist drehbar über ein Kugellager 882a auf dem Gehäuse 804 des Getriebegehäuses 807 sowie über ein Nadellager 882b auf der Nabe 861 auf einer Seite des Doppelritzel-Planetengetriebes 855 gelagert, die der anderen Seite desselben, auf der Eintriebswählvorrichtung 867 angeordnet ist, entgegengesetzt ist. Das übertragende getriebene Rad 852a, welches auf der Hecktreibwelle 852 angeordnet ist, kämmt mit dem Transfertreibrad 882 zur Leistungsübertragung. Der Träger 860 des Doppelritzel-Planetengetriebes 855 und das Transfertreibrad 882 sind mittels Keilverzahnungen gekuppelt.

Die dritte Mehrscheibenkupplung 884 hat eine Kupplungstrommel 885, die mit dem Transfertreibrad 882 über eine Trommelverbindung 885a gekuppelt ist und coaxial mit der Fronttreibwelle 851 auf der Endabdeckung 805 drehbar gelagert ist, sowie eine Kupplungsnabe 886, die mit der an die Fronttreibwelle 851 mittels den Keilverzahnungen 851b gekuppelten Scheibe 883 verbunden ist. Die dritte Mehrscheibenkupplung 884 verriegelt das Transfertreibrad 882 und die

Fronttreibwelle 851 zur Leistungsübertragung. Der Druckkammer 887 wird ein Druck zugeführt, um die an einem mit der Kupplungstrommel 885 befestigten Sprengring 889d anliegende Rückhalteplatte 889c, getriebene Scheiben 889b und treibende Scheiben 889a, die mit der Kupplungsnahe 886 gekuppelt sind, mittels eines Kolbens 888 zusammenzudrücken und die dritte Mehrscheibenkupplung 884 zur Übertragung von Leistung einzurücken. Ein Druck wird dem Kolben 888 mittels einer Rückstellfeder 892 zugeführt.

Die vierte Mehrscheibenkupplung 893, d.h. eine vierte Reibkupplung, zum selektiven Verriegeln der Fronttreibwelle 851 und der Nabe 861 zur Übertragung von Leistung ist zwischen der Fronttreibwelle 851 und der Nabe 861 angeordnet.

Die vierte Mehrscheibenkupplung 893 weist eine Kupplungstrommel 894 auf, die mit der Nabe 861 mittels auf der Nabe 861 ausgebildeten Keilverzahnungen 851b gekuppelt ist, wobei die Kupplungsnahe 895 mit der Scheibe 883 verbunden ist, die mit der Fronttreibwelle 851 zur Leistungsübertragung mittels den Keilverzahnungen gekuppelt ist. Die Druckkammer 896 ist mit einem Druck beaufschlagt, um die an einem an der Kupplungstrommel 894 befestigten Sprengring 898d anliegende Rückhalteplatte 898c, getriebene Scheiben 898b und treibende Scheiben 898a, die mit der Kupplungsnahe 895 gekuppelt sind, mittels eines Kolbens 897 zusammenzudrücken, um die vierte Mehrscheibenkupplung 893 zur Leistungsübertragung einzurücken. Druck wird dem Kolben 897 mittels einer Rückstellfeder 8101 zugeführt.

Eine fünfte Mehrscheibenkupplung 8102, d.h. eine fünfte Reibkupplung zum selektiven Festlegen des Ringrades 857 an dem Gehäuse 804 des Getriebegehäuses 807 ist zwischen dem Gehäuse 804 des Getriebegehäuses 807 und dem Ringrad 857 des Doppelritzel-Planetengetriebes 855 angeordnet.

Eine Druckkammer 8103 ist mit einem Druck beaufschlagt, um einen an einem Gehäuse 804 befestigten Sprengring 8105d anliegende Rückhalteplatte 8105c, getriebene Scheiben 8105b und treibende Scheiben 8105a, die mit der mit dem Ringrad 857 verbundenen Kupplungsnahe 870 gekuppelt sind, mittels eines Kolbens 8104 zusammenzudrücken, um die fünfte Mehrscheibenkupplung 8102 einzurücken und das Ringrad 857 an dem Gehäuse 804 festzulegen. Ein Druck wird auf den Kolben 8104 mittels einer Rückstellfeder 8106 aufgebracht.

Ein Steuerventil ist in der mit einem unteren Bereich des Getriebegehäuses 707 verbundenen Ölwanne angeordnet. Das Steuerventil wird durch den hydraulischen Regler 809 auf Grundlage von Signalen gesteuert, welche von dem Fahrgeschwindigkeitssensor 809a, dem Drosselklappenstellungssensor 809b, dem Wählhebelschalter 809c, dem Vorderraddrehzahlsensor 809d, dem Hinterraddrehzahlsensor 809e sowie dem Lenkwinkelsensor 809f geliefert werden, um Öl, welches aus der Ölpumpe ausgeleitet wird, selektiv den jeweiligen Druckkammern 871, 880, 887, 896 und 8103 der ersten Mehrscheibenkupplung 868, der zweiten Mehrscheibenkupplung 878, der dritten Mehrscheibenkupplung 884, der vierten Mehrscheibenkupplung 893 und der fünften Mehrscheibenkupplung 8102 sowie dem Reibscheibengetriebe 830 zuzuleiten.

Eine Ausgangswelle 8113 wird in einem Paar Rollenlagern 8112 getragen, die voneinander um eine vorbestimmte Strecke mittels eines Abstandshalters 8111 beabstandet sind, und auf dem Erweiterungsgehäuse 806 mittels eines Halters 8110 in dem Erweiterungsgehäuse 806 getragen, welches mit dem Heckende des Drehmomentwandlergehäuses 801 verbunden ist.

Das Kegelrad 8113a ist an dem Frontende der Ausgangswelle 8113 angebracht und kämmt mit dem Kegelrad 852a, das an der Hecktreibwelle 852 angebracht ist. Das Heckende der Ausgangswelle 8113 ist über ein Gleichlaufgelenk und eine An-

triebswelle 8116 mit dem Heckdifferential 8117 verbunden, um Leistung auf das Heckdifferential 8117 zu übertragen.

Der Betrieb des Kraftfahrzeugantriebssystems für ein entsprechend konstruiertes vierradgetriebenes Fahrzeug wird im folgenden anhand der Fig. 69 bis 72 beschrieben, wobei in Fig. 73 die Betriebszustände der ersten Mehrscheibenkupplung 868, der zweiten Mehrscheibenkupplung 878, der dritten Mehrscheibenkupplung 884, der vierten Mehrscheibenkupplung 893 und der fünften Mehrscheibenkupplung 8102 aufgelistet sind. In der Tabelle nach Fig. 73 bezeichnen die leeren Kreise, daß die zugehörigen Mehrscheibenkupplungen eingerückt oder wirksam sind, wobei die geklammerten leeren Kreise anzeigen, daß Mehrscheibenkupplungen dann eingerückt oder wirksam sind, wenn es erforderlich ist.

Die Leistung der Maschine 810 wird von der Kurbelwelle 811 über den Drehmomentwandler 820 auf die Primärwelle 831 des Reibscheibengetriebes 830 übertragen. Eine Eingangsdrehzahl der Primärwelle 831 wird kontinuierlich in eine Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 832 durch die Wirkung des primären Reibscheibenpaares 833 und des sekundären Reibscheibenpaares 834 übersetzt, die von dem Treibriemen 835 umschlungen sind. Die Ausgangsdrehzahl der Sekundärwelle 832 wird durch die Wirkung des Treibrades 838, die Gegenwellenanordnung 839 und das getriebene Rad 854 vermindert, wobei eine verminderte Drehzahl über die Kupplungstrommel 869 auf die erste Mehrscheibenkupplung 868 und die zweite Mehrscheibenkupplung 878 übertragen wird. Die erste Mehrscheibenkupplung 868 und die zweite Mehrscheibenkupplung 878 werden ausgerückt, wobei keine Leistung über die erste Mehrscheibenkupplung 868 und die zweite Mehrscheibenkupplung 878 hinaus übertragen wird, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Wenn Fahrbetrieb D, d. h. Vorwärtsfahrt, gewählt ist, werden

die erste Mehrscheibenkupplung 868 und die vierte Mehrscheibenkupplung 893 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 69 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil wird die Druckkammer 871 mit einem Druck beaufschlagt, um die an dem am inneren Umfang der Kupplungstrommel 869 befestigten Sprengring 873d anliegende Rückhalteplatte 873c, die getriebenen Scheiben 873b und die treibenden Scheiben 873a mittels eines Kolbens 872 zusammenzudrücken, so daß die erste Mehrscheibenkupplung 868 eingerückt wird. Folglich wird Leistung von dem getriebenen Rad 854 über die Übertragungswelle 853 auf das Ringrad 857 des Doppelritzel-Planetengetriebes 855 übertragen. Die Druckkammer 896 wird mit einem Druck beaufschlagt, um die Rückhalteplatte 898c, die getriebenen Scheiben 898b und die treibenden Scheiben 898a der vierten Mehrscheibenkupplung 893 mittels des Kolbens 888 zusammenzudrücken, so daß die vierte Mehrscheibenkupplung 893 einrückt. Folglich werden das Sonnenrad 896 des Doppelritzel-Planetengetriebes 855 sowie die Fronttreibwelle 851 zur Leistungsübertragung über die vierte Mehrscheibenkupplung 893 verriegelt.

Dementsprechend kämmen in dem Doppelritzel-Planetengetriebe 855 das Ringrad 857, d. h. das Eintriebsglied, und das erste Planetenritzel 858; das zweite Planetenritzel 859 kämmt mit dem ersten Planetenritzel 858 und dem Sonnenrad 856, wie in Fig. 70 dargestellt; das Sonnenrad 856 und der Träger 860 drehen zur Differentialdrehung in derselben Richtung, in der das Ringrad 857 dreht, wobei Drehmoment mit einem vorbestimmten Aufteilverhältnis auf das Sonnenrad 856 und den Träger 860 aufgeteilt wird. Somit drehen die mit der Scheibe 883 mittels Keilverzahnungen gekuppelte Fronttreibwelle 851 und das mit dem Träger 860 mittels Keilverzahnungen betriebmäßig gekuppelte Transfertreibrad 882 über die mit dem Sonnenrad 856 mittels Keilverzahnungen gekuppelte Nabe 861 in Drehrichtung des Ringrades 857; die vierte Mehrscheibenkupplung 893 und die mit der Fronttreibwelle 851 mittels

Keilverzahnungen gekuppelte Scheibe 883 sowie das mit dem Transfertreibrad 882 kämmende Transfertreibrad 852a werden gedreht, um die Hecktreibwelle 852 in einer Drehrichtung anzutreiben, die der Drehrichtung des Ringrades 857 entgegengesetzt ist. Während der Drehmomentübertragung dient das Doppelritzel-Planetengetriebe 855 als Zentraldifferential, in welchem das erste Planetenritzel 858 und das zweite Planetenritzel 859 sich drehen und über das Sonnenrad 856 abwälzen, um die Drehzahldifferenz zwischen dem Sonnenrad 856 und dem Träger 860 ausgleichend aufzunehmen.

Die Drehmomentaufteilungsfunktion des Doppelritzel-Planetengetriebes wird nun anhand der Fig. 70 beschrieben.

Die Beziehung zwischen der Drehmomentaufteilung und den Zähnezahlen des Ringrades 857 und des Sonnenrads 856 ergibt sich zu:

$$T_i = T_F + T_R$$

$$T_F : T_R = Z_S : (Z_R - Z_S);$$

hier sind T_i das Eingangsdrehmoment, welches dem Ringrad 857 zugeführt wird, T_F das Drehmoment des Sonnenrads 856, welches über die Nabe 861 auf die Fronttreibwelle 851 übertragen werden soll, T_R das Drehmoment des Trägers 860, welches auf die Hecktreibwelle 852 übertragen werden soll, Z_S die Zähnezahl des Sonnenrads 856 und Z_R die Zähnezahl des Ringrades 857. Dementsprechend kann ein gewünschtes Bezugsdrehmomentaufteilungsverhältnis T_F/T_R durch geeignete Bestimmung der Zähnezahl Z_S des Sonnenrads 856 und der Zähnezahl Z_R des Ringrades 857 zur Verfügung gestellt werden.

Wenn $Z_S = 37$ und $Z_R = 82$ sind, so gilt

$$T_F : T_R = 37 : (82 - 37) \text{ und}$$

$$T_F : T_R = 45 : 55.$$

Dies bedeutet, daß etwa 45% bzw. etwa 55% des Eingangsdrehmomentes auf die Vorderräder bzw. die Hinterräder verteilt werden. Somit liegt eine Bezugsbetriebsart mit hecklastiger Drehmomentaufteilung vor, d. h., eine Betriebsart mit einer Drehmomentaufteilung, bei welcher der größere Teil des Eingangsdrehmoments den Hinterrädern zugeführt wird.

Die Druckkammer 887 der dritten Mehrscheibenkupplung 884 wird mit einem Druck beaufschlagt, um den Sprengring 889d, die Rückhalteplatte 889c, die getriebenen Scheiben 889b und die treibenden Scheiben 889a mittels des Kolbens 888 zusammenzudrücken, um ein Kupplungsdrehmoment T_c zu erzeugen. Der hydraulische Regler 809 steuert das Steuerventil, um das Kupplungsdrehmoment T_c zu variieren.

Die Vorderraddrehzahl N_F und die Hinterraddrehzahl N_R , welche von dem Vorderraddrehzalsensor 809d bzw. dem Hinterraddrehzalsensor 809e gemessen werden, werden dem hydraulischen Regler 809 zugeführt. Die Hinterräder drehen stets zuerst durch, wenn das Fahrzeug in der Bezugsbetriebsart mit hecklastiger Drehmomentverteilung auf einer rutschigen Straße fährt, d. h., in einer Betriebsart, bei der $T_F < T_R$ gilt. Daher wird der Schlupf S definiert als $S = N_F/N_R$ ($S > 0$). Ein Kupplungsdruck P_c , der dem Schlupf S entspricht, sowie ein Lenkwinkel Ψ , der dem hydraulischen Regler 809 von dem Lenkwinkelsensor 809f eingegeben wird, ist anhand der Zuordnung nach Fig. 45 ermittelbar, die in dem hydraulischen Regler 809 gespeichert ist. Wenn die Hinterräder nicht durchdrehen und $S \geq 1$ gilt, so ist der Kupplungsdruck P_c gering. Wenn die Hinterräder durchdrehen und $S < 1$ gilt, so wird der Kupplungsdruck P_c vergrößert, wenn der Schlupf S abfällt, wobei der Kupplungsdruck P_c auf P_{max} festgesetzt wird, wenn der Schlupf S nicht größer als ein vorbestimmter Schwellenschlupf S_1 ist. Der Leitungsdruck wird dem Kupplungsdruck P_c zur variablen Steuerung des Kupplungsdrehmomentes T_c der dritten Mehrscheibenkupplung 884 angepaßt.

Somit wird durch das Einrücken der dritten Mehrscheibenkupplung 884 ein By-Pass-Antriebspfad 8115 ausgebildet. Der By-Pass-Antriebspfad 8115 erstreckt sich von der Fronttreibwelle 851 über die dritte Mehrscheibenkupplung 884 und das Transfertreibrad 882 auf den Träger 860 sowie über das Sonnenrad 856, die Nabe 861 und die vierte Mehrscheibenkupplung 893 auf die Fronttreibwelle 851. Der By-Pass-Antriebspfad 8115 erfüllt eine Differentialfunktion, so daß im Falle des Durchdrehens der Hinterräder in der Transfereinheit 850 gilt: (Hinterraddrehzal NR) > (Drehzal des Ringrades) > (Vorderraddrehzal NF); das von dem Transfertreibrad 882 über die dritte Mehrscheibenkupplung 884 auf die Fronttreibwelle 851 übertragene Drehmoment wird um das Kupplungsdrehmoment T_c vergrößert, wobei das Drehmoment, welches über das mit dem Transfertreibrad 882 kämmende übertragende getriebene Rad 852a auf die Hecktreibwelle 852 übertragen wird, um das Kupplungsdrehmoment T_c , welches auf die Vorderräder übertragen wird, vermindert. Folglich gilt:

$$TF = 0.45Ti + T_c$$

$$TR = 0.55Ti - T_c.$$

Dementsprechend wird das Drehmoment mit einem hecklastigen Drehmomentaufteilungsverhältnis $TF : TR = 45 : 55$ auf die Vorderräder und die Hinterräder aufgeteilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen, da für das Kupplungsdrehmoment $T_c = 0$ gilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen. Wenn die Hinterräder durchdrehen und das Kupplungsdrehmoment T_c erzeugt wird, wird ein größerer Anteil des Eingangsdrehmomentes T_i den Vorderrädern über den By-Pass-Antriebspfad 8115 zugeführt, wenn das Kupplungsdrehmoment T_c größer ist, wobei das Drehmomentaufteilungsverhältnis $TF : TR$ sich zu $TF_1 : TR_1$ ändert, wie in Fig. 45 dargestellt, so daß das den Vorderrädern zugeführte Drehmoment ansteigt und das den Hinterrädern zugeführte Drehmoment abfällt. Folglich wird der Schlupf der

Hinterräder vermindert und die Traktion des Kraftfahrzeuges verbessert. Wenn der Schlupf S unter den vorbestimmten Schwellenschlupf abfällt, so steigt der Druck des Öls, welches der dritten Mehrscheibenkupplung 884 zugeführt wird, das Differential-Grenzdrehmoment steigt auf einen Maximalwert an, und das Sonnenrad 856 und der Träger 860 werden direkt verbunden. Folglich ist die Differentialbewegung der Transfereinheit 850 verriegelt, wobei eine direkte Vierrad-Antriebsart vorliegt, bei welcher Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilverhältnis verteilt wird, das dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, womit die Traktion des Fahrzeuges maximiert wird.

Wenn die Vorderräder durchdrehen, so genügt die Differentialfunktion der Transfereinheit 850 der Bedingung: (Hinterraddrehzahl NR) < (Drehzahl des Ringrades 857) < (Vorderraddrehzahl NF); ein Drehmoment wird von der Fronttreibwelle 851 auf das Transfertreibrad 882 entsprechend dem Kupplungsdrehmoment T_c übertragen, wobei das Drehmoment, welches von der Fronttreibwelle 851 auf die Vorderräder übertragen wird, um das den Hinterrädern zugeführte Kupplungsdrehmoment T_c vermindert wird. Folglich gilt:

$$T_F = 0.45T_i - T_c$$

$$T_R = 0.55T_i + T_c.$$

Demgemäß wird das Drehmoment bei einem hecklastigen Drehmomentaufteilverhältnis $T_F : T_R = 45 : 55$ auf die Vorderräder und die Hinterräder aufgeteilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen, da für das Kupplungsdrehmoment $T_c = 0$ gilt, wenn weder die Vorderräder noch die Hinterräder durchdrehen. Wenn die Vorderräder durchdrehen und das Kupplungsdrehmoment T_c erzeugt wird, so wird das Eingangsdrehmoment T_i den Hinterrädern entsprechend dem Kupplungsdrehmoment T_c zugeführt, um das Drehmoment, welches den Hinterrädern zugeführt wird, zu vergrößern und das den Vor-

derrädern zugeführte Drehmoment zu verringern, so daß die Traktion des Fahrzeugs verbessert wird. Wenn der Schlupf S unter einen vorbestimmten Schwellenschlupf fällt, so steigt der Druck des Öls, welches der dritten Mehrscheibenkupplung 884 zugeführt wird, das Differential-Grenzdrehmoment steigt auf einen Maximalwert an, und das Sonnenrad 856 und der Träger 860 sind direkt verbunden. Folglich liegt eine direkte Vierrad-Antriebsart vor, bei der Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilverhältnis aufgeteilt wird, welches dem Lastverteilverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, womit die Traktion des Fahrzeugs maximiert wird. Somit werden die auf die Vorder- und die Hinterräder aufgeteilten Drehmomente abhängig vom Schlupfverhalten in einem großen Bereich gesteuert, um die Verminderung der Traktion zu vermeiden.

Wenn das Fahrzeug während der Drehmomentaufteilsteuerung zur Schlupfunterdrückung eine Kurve fährt, so wird das Differential-Grenzdrehmoment der dritten Mehrscheibenkupplung 884 gemäß dem Lenkwinkel ψ korrigierend vermindert. Folglich wird die Differential-Grenzwirkung der Transfereinheit 850 vermindert, wobei die Drehzahldifferenz zufriedenstellend ausgeglichen werden kann, so daß eine Bremswirkung in engen Kurven ausbleibt und eine zufriedenstellende Kontrolle sichergestellt ist.

Wenn Rückwärtsfahrt R gewählt ist, so sind die erste Mehrscheibenkupplung 868 und die vierte Mehrscheibenkupplung 893 ausgerückt und die zweite Mehrscheibenkupplung 878, die dritte Mehrscheibenkupplung 884 und die fünfte Mehrscheibenkupplung 8102 eingerückt, um Leistung über einen in Fig. 72 fett gezeichneten Antriebspfad zu übertragen. Über das Steuerventil wird der Druckkammer 881 ein Druck zugeführt, um den Sprengring 881d, die Rückhalteplatte 881c, die treibenden Scheiben 881a und die getriebenen Scheiben 881b mittels des Kolbens 884 zusammenzudrücken und die zweite Mehrschei-

benkupplung 878 zur Leistungsübertragung von der Übertragungswelle 853 über die Nabe 861 auf das Sonnenrad 856 des Doppelritzel-Planetengetriebes 855 einzurücken. Die Druckkammer 8103 wird mit einem Druck beaufschlagt, um den Sprengring 8105d, die Rückhalteplatte 8105c, die treibenden Scheiben 8105a und die getriebenen Scheiben 8105b mittels des Kolbens 8104 zusammenzudrücken und die fünfte Mehrscheibenkupplung 8102 einzurücken, wodurch das Ringrad 857 an dem Gehäuse 804 festgelegt wird. Der Sprengring 889d, die Rückhalteplatte 889c, die treibenden Scheiben 889a und die getriebenen Scheiben 889b werden mittels des Kolbens 888 zusammengedrückt, um die dritte Mehrscheibenkupplung 884 durch das Anwenden eines Druckes auf die Druckkammer 887 zusammenzudrücken, so daß Leistung von dem Transfertreibrad 882 über die dritte Mehrscheibenkupplung 884 auf die Fronttreibwelle 851 übertragen wird.

Wie in Fig. 72 dargestellt, werden folglich das erste Planetenritzel 858 und das zweite Planetenritzel 859 in jeweils entgegengesetzte Richtungen durch das Sonnenrad 856 gedreht, wobei diese über das Ringrad 857 abwälzen, um den Träger 860 in einer Richtung zu drehen, die der Drehrichtung des Sonnenrades 856 entgegengesetzt ist. Folglich wird Leistung über das Transfertreibrad 882 und die dritte Mehrscheibenkupplung 884 auf die Fronttreibwelle 851 übertragen, um die Hecktreibwelle 852 in einer Richtung zu drehen, die der Drehrichtung der Fronttreibwelle 851 entgegengesetzt ist.

Daher wird die auf das getriebene Rad 862 übertragene Leistung in einer Richtung übertragen, welche der Richtung entgegengesetzt ist, in welcher beim Fahrbetrieb D Leistung auf die Fronttreibwelle 851 bzw. die Hecktreibwelle 852 übertragen wird, wenn das Ringrad 857 des Doppelritzel-Planetengetriebes 855 am Gehäuse 804 mittels der fünften Mehrscheibenkupplung 8102 festgelegt ist. Somit ist das Doppelritzel-Planetengetriebe 855 in der Lage eine Vorwärts-/Rückwärts-

fahrt-Auswahlfunktion auszuführen.

In diesem Fall wird Leistung von dem Sonnenrad 856 auf die Fronttreibwelle 851 und die Hecktreibwelle 852 mit einem Getriebeverhältnis übertragen, welches sich ausdrückt zu:

$$\text{Getriebeverhältnis} = [ZS + (-ZR)]/ZS.$$

Wenn $ZS = 37$ und $ZR = 82$ gilt, so ergibt sich

$$\text{Getriebeverhältnis} = [37 + (-82)]/37 = -1,216,$$

was ein geeignetes Getriebeverhältnis für Rückwärtsfahrt R darstellt.

Das Eingangsdrehmoment T_i , welches dem Sonnenrad 856 zugeführt wird, wird gemäß dem Kupplungsdrehmoment T_c auf die Fronttreibwelle 851 übertragen, wobei das restliche Eingangsdrehmoment T_i auf die Vorderräder übertragen wird.

$$T_i = T_F + T_R$$

$$T_F = T_i - T_c$$

$$T_R = T_c.$$

Daher wird die Traktion des Kraftfahrzeugs durch eine Verminderung des Kupplungsdrehmoments T_c verbessert, so daß der Teil des Eingangsdrehmomentes, welches den Vorderrädern zugeführt wird, ansteigt, während das Drehmoment, welches den Hinterrädern zugeführt wird, vermindert wird, wenn die Hinterräder durchdrehen, so daß der Schlupf unterdrückt wird und eine zufriedenstellende Traktion sichergestellt wird. Wenn die Vorderräder durchdrehen, so wird das Kupplungsdrehmoment T_c vergrößert, um einen größeren Teil des Eingangsdrehmomentes T_i auf die Hinterräder zu übertragen und so das Drehmoment der Hinterräder zu vergrößern, wobei das Drehmoment, welches den Vorderrädern zugeführt wird zur Unterdrückung des Schlupfes und der Verbesserung der Traktion vermindert wird. Wenn der Schlupf S unter den vorbestimmten

Schwellenschlupf abfällt, so steigt der Druck des Öles, welches der dritten Mehrscheibenkupplung 884 zugeführt wird, auf einen Maximalwert, wobei das Differential-Grenzdrehmoment T_c auf einen Maximalwert vergrößert wird, um die Fronttreibwelle 851 direkt mit der Transfertreibwelle 882 zu verbinden und eine direkte Vierrad-Antriebsart auszubilden, bei welcher das Drehmoment mit einem Drehmomentaufteilverhältnis verteilt wird, welches dem Lastverteilungsverhältnis zwischen Front- und Heckachswelle entspricht, womit die Traktion des Kraftfahrzeugs maximiert wird. Wenn das Fahrzeug während der Drehmomentaufteilsteuerung zur Schlupfunterdrückung eine Kurve fährt, so wird das Differential-Grenzdrehmoment der dritten Mehrscheibenkupplung 884 gemäß dem Lenkwinkel ψ vermindert. Folglich kann die Drehzahldifferenz zufriedenstellend ausgeglichen werden, so daß eine Bremswirkung in engen Kurven ausbleibt und eine zufriedenstellende Kontrolle sichergestellt werden kann.

Bei der achten Ausführung sind die Fronttreibwelle 851 und die Hecktreibwelle 852 zum Übertragen von Leistung auf das an die Ausgangsseite des Reibscheibengetriebes 830 angeschlossene Frontdifferential 840 bzw. das Heckdifferential 8117 parallel zur Kurbelwelle 811 der in Querrichtung angeordneten Maschine 810 angeordnet; das Doppelritzel-Planetengetriebe 855 ist auf der Fronttreibwelle 851 angebracht, wobei das Sonnenrad 856 mit der Fronttreibwelle über die Nabe 861 und die vierte Mehrscheibenkupplung 893 gekuppelt ist; die erste Mehrscheibenkupplung 868 ist in der Lage, die Ausgangsleistung des Reibscheibengetriebes 830 auf das Ringrad 857 zu übertragen; die zweite Mehrscheibenkupplung 878 ist in der Lage, die Ausgangsleistung des Reibscheibengetriebes 830 auf die Nabe 861 zu übertragen; die dritte Mehrscheibenkupplung 884 ist in der Lage, die Fronttreibwelle 851 und die Transfertreibwelle 882 zur Übertragung von Leistung miteinander zu verriegeln; die fünfte Mehrscheibenkupplung 8102 ist in der Lage, das Ringrad 857 an der Dre-

hung zu hindern; wobei die Mehrscheibenkupplungen 868, 878, 884, 893 und 8102 werden selektiv gesteuert, so daß das Kraftfahrzeugantriebssystem die Funktionen eines Zentraldifferentials zum geeigneten Aufteilen von Drehmomenten auf die Fronttreibwelle 851 und die Hecktreibwelle 852 ausführt und eine Differential-Grenz-Betriebsart bereitgestellt wird, so daß das Fahrzeug in der Lage ist zufriedenstellend im Fahrbetrieb D, d. h. bei Vorwärtsfahrt, oder bei Rückwärtsfahrt R zu fahren und die Funktionen eines Vorwärts-/Rückwärtsfahrwählmechanismus' auszuführen, wenn der Fahrbetrieb D oder Rückwärtsfahrt R gewählt ist.

Während ein konventionelles Kraftfahrzeugantriebssystem spezielle Doppelritzel-Planetenge triebe jeweils für ein Zentraldifferential und einen Vorwärts-/Rückwärtsfahrwählmechanismus benötigt, kommt das Kraftfahrzeugantriebssystem der achten Ausführung nach der Erfindung mit einem einzelnen Doppelritzel-Planetenge triebe für sowohl die Funktion des Zentraldifferentials als auch des Vorwärts-/Rückwärtsfahrwählmechanismus aus. Daher ist das Kraftfahrzeugantriebssystem der achten Ausführung sehr funktionstüchtig, es hat einen einfachen, kompakten und leichtgewichtigen Aufbau mit einer geringen Gesamtlänge entlang der Breite der Kraftfahrzeugkarosserie, es vereinfacht die Steuervorgänge und kann mit geringen Produktionskosten hergestellt werden. Dementsprechend kann das Kraftfahrzeugantriebssystem in einer Kraftfahrzeugkarosserie so montiert werden, daß ein ausreichend großer Raum zwischen den Seitenwänden des Maschinenraums und den gegenüberliegenden Enden vorliegt, so daß eine ausreichende Knautschzone gegeben ist, welche zum Schutz der Passagiere im Falle einer seitlichen Kollision erforderlich ist; ferner ist ausreichend Raum vorhanden, um Arbeiten bei der Montage und der Demontage des Getriebes im Maschinenraum auszuführen. Weiterhin ist eine größere Freiheit bei der Gestaltung der Fahrzeugkarosserie gegeben.

Eine elektromagnetische Kupplung oder eine hydraulische Kupplung können anstelle des Drehmomentwandlers 820 verwendet werden. Wenn eine elektromagnetische Kupplung oder eine hydraulische Kupplung anstelle des Drehmomentwandlers 820 verwendet wird, so kann die Übertragung von Leistung auf die Primärwelle 831 des Reibscheibengetriebes 830 und über das Reibscheibengetriebe 830 hinaus unterbrochen werden, wenn Neutralposition N oder Parkposition P gewählt ist.

Aus der vergleichenden Betrachtung des Kraftfahrzeugantriebssystems 800 der achten Ausführung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug und dem Kraftfahrzeugantriebssystem 400 der vierten Ausführung eines zweiradgetriebenen Kraftfahrzeugs wird deutlich, daß der Drehmomentwandler, das Reibscheibengetriebe, das Frontdifferential, das erste, das zweite und das fünfte Gehäuse, welche das Getriebegehäuse mit dem Drehmomentwandler und dem Reibscheibengetriebe ausbilden sowie die Hauptkomponenten der Transfereinheit mit der Fronttreibwelle, dem Doppelritzelp-Planetengetriebe, der festen Welle sowie die erste und die zweite Mehrscheibenkupplung dem Kraftfahrzeugantriebssystem 800 der achten Ausführung für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug und dem Kraftfahrzeugantriebssystem 400 der vierten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Fahrzeug gemeinsam sind.

Daher können die wesentlichen Teile des Kraftfahrzeugantriebssystems für ein vierradgetriebenes Kraftfahrzeug in relativ einfacher Weise und mit verminderten Herstellungskosten aufgebaut werden, indem zusätzlich der Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen von Kraft auf das Heckdifferential mit der dritten, der vierten und der fünften Kupplung, dem Transfertreibrad und der Hecktreibwelle in das Kraftfahrzeugantriebssystem 400 der vierten Ausführung für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug eingebaut werden, was einen beträchtlichen Einfluß auf die Verminderung der Herstellungskosten hat.

Die in der vorstehenden Beschreibung und in den Ansprüchen offenbarten Merkmale der Erfindung können sowohl einzeln als auch in beliebiger Kombination für die Verwirklichung der Erfindung in ihren verschiedenen Ausführungsformen wesentlich sein.

Fuji Jukogyo Kabushiki Kaisha
FL 1040

DE 197 80 383 T1

Zusammenfassung

Kraftfahrzeugantriebssystem

Die Hauptkomponenten eines Kraftfahrzeugantriebssystems für ein zweiradgetriebenes Kraftfahrzeug, nämlich ein Drehmomentwandler, ein Reibscheibengetriebe variabler Drehzahl, ein Frontdifferential, ein diese Komponenten enthaltendes Gehäuse, eine Fronttreibwelle einschließlich einer Transfereinheit, ein Doppelritzelp-Planetengeräte, eine feststehende Welle, eine erste Reibkupplung und eine zweite Reibkupplung können als die Hauptkomponenten eines Kraftfahrzeugantriebssystems für ein vierradgetriebenes Fahrzeug eingesetzt werden. Das Kraftfahrzeugantriebssystem für ein vierradgetriebenes Fahrzeug kann so aufgebaut sein, daß es zusätzlich dritte, vierte und fünfte Reibkupplungen, ein Heckdifferential und einen Kraftübertragungsmechanismus zum Übertragen von Leistung auf das Heckdifferential aufweist.

- 171 -

DL 197 80 383 T4

BOEHMERT & BOEHMERT
ANWALTSSOZIENTÄT

Boehmert & Boehmert • Franz-Joseph-Straße 38 • D-80801 München

An das
Deutsche Patentamt
Zweibrückenstr. 12

80297 München

DR.-ING. KARL BOEHMERT, PA (1903-1977)
DPL.-ING. ALBERT BOEHMERT, PA (1904-1980)
WILHELM J.H. STAHLBERG, RA, BREMEN
DR.-ING. WALTER HOORMANN, PA*, BREMEN
DPL.-PHYS. DR. HEINZ GODDAR, PA*, MÜNCHEN
DR.-ING. ROLAND LIESEGANG, PA*, MÜNCHEN
WOLF-DIETER KLINTZE, RA, BREMEN, ALICANTE
DPL.-PHYS. ROBERT MÜNZHUBER, PA (1905-1997)
DR. LUDWIG KOUKER, RA, BREMEN
DR. (CHEM.) ANDREAS WINKLER, PA*, BREMEN
MICHAELA HUTH-DIERIG, RA, MÜNCHEN
DPL.-PHYS. DR. MARION TÖNHARDT, PA*, DÜSSELDORF
DR. ANDREAS EBERT-WEIDENFELLER, RA, BREMEN
DPL.-ING. EVA LIESEGANG, PA*, BERLIN

PROF. DR. WILHELM NORDEMANN, RA, BRANDENBURG
DR. AXEL NORDEMANN, RA, POTSDAM
DR. JAN BERND NORDEMANN, LL.M., RA, BERLIN
DPL.-PHYS. EDUARD BAUMANN, PA*, HÖHENKIRCHEN
DR.-ING. GERALD KLÖPSCH, PA*, DÜSSELDORF
DR. ANKE SCHIEBROH, RA, POTSDAM
DPL.-ING. DR. JAN TÖNNIES, PA, RA, KIEL
DPL.-PHYS. CHRISTIAN BIEHL, PA*, KIEL
DPL.-PHYS. DR. DOROTHEE WEBER-SHULS, PA*, FRANKFURT
DR.-ING. MATTHIAS PHILIPP, PA*, BREMEN
DPL.-PHYS. DR. STEFAN SCHÖNE, PA*, LEIPZIG
MARTIN WIRTZ, RA, BREMEN
DR. DEIMAR SCHÄFER, RA, BREMEN
DPL.-CHEM. DR. ROLAND WEIB, PA, DÜSSELDORF
DPL.-PHYS. DR.-ING. UWE MANASSE, PA, BREMEN

PA = Patentanwalt / Patent Attorney RA = Rechtsanwalt / Attorney at Law * = European Patent Attorney
Alle zugelassen beim EU-Markenamt, Alicante All admitted at the EU-Trademark Office, Alicante

Ihr Zeichen
Your ref.

Ihr Schreiben
Your Letter of

Unser Zeichen
Our ref.

FL 1040

München

2. Dezember 1997

FUJI JUKOGYO KABUSHIKI KAISHA
7-2, Nishi-Shinjuku 1-Chome
Shinjuku-Ku
Tokyo-To
Japan

Kraftfahrzeugantriebssystem

Patentansprüche

1. Kraftfahrzeugantriebssystem, umfassend:
eine Maschine;
ein von der Maschine getriebenes Getriebe;
ein Differential;
eine Treibwelle, die parallel zur Kurbelwelle der
Maschine angeordnet ist, um die Antriebsleistung auf

743

das Differential zu übertragen;
ein Doppelritzel-Planetengetriebe mit einem Sonnenrad, das betriebsmäßig mit der Treibwelle zur Kraftübertragung gekuppelt ist;
ein Eintriebsglied zur Kraftübertragung von dem Getriebe auf einen Träger des Doppelritzel-Planetengetriebes;
eine erste Reibkupplung zum wahlweisen Kraftübertragen von dem Träger auf die Treibwelle und
eine zweite Reibkupplung zum wahlweisen Hindern einer Drehung eines Ringrades des Doppelritzel-Planetengetriebes;
wobei die erste und die zweite Reibkupplung wahlweise einrückbar sind, um Vorwärtsfahrt oder Rückwärtsfahrt zu bewirken.

2. System nach Anspruch 1, bei dem bei Vorwärtsfahrt die Kraft von dem Träger über die erste Reibkupplung auf die Treibwelle übertragen wird und die zweite Reibkupplung das Ringrad drehen läßt und bei dem bei Rückwärtsfahrt die erste Reibkupplung entkuppelt ist und die zweite Reibkupplung das Ringrad an einer Drehung hindert.
3. Kraftfahrzeugantriebssystem umfassend:
eine Maschine;
ein von der Maschine getriebenes Getriebe;
ein Frontdifferential;
eine Fronttreibwelle, welche parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnet ist, um die Antriebsleistung auf das Frontdifferential zu übertragen;
ein Doppelritzel-Planetengetriebe mit einem Sonnenrad, das betriebsmäßig mit der Fronttreibwelle zur Kraftübertragung gekuppelt ist;
ein Eintriebsglied für die Kraftübertragung vom Getriebe zu einem Träger des Doppelritzel-Planetengetriebe

triebes;

eine erste Reibkupplung zum wahlweisen Übertragen der Kraft von dem Träger zur Fronttreibwelle und

eine zweite Reibkupplung zum wahlweisen Hindern des Ringrades des Doppelritzel-Planetengetriebes an einer Drehung;

wobei bei Vorwärtsfahrt die erste Reibkupplung eingerückt ist und die zweite Reibkupplung das Ringrad drehen läßt und bei Rückwärtsfahrt die erste Reibkupplung ausgerückt ist und die zweite Reibkupplung das Ringrad an einer Drehung hindert.

4. System nach Anspruch 3, g e k e n n z e i c h n e t durch ein Heckdifferential; eine Hecktreibwelle, die parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnet ist, um die Kraft auf das Heckdifferential zu übertragen; und eine fünfte Reibkupplung zum wahlweisen Kuppeln der Fronttreibwelle und der Hecktreibwelle; wobei das Eintriebsglied als Eintriebswählvorrichtung zum wahlweisen Übertragen der Ausgangsleistung des Getriebes auf das Ringrad oder den Träger des Doppelritzel-Planetengetriebes dient, die erste Reibkupplung die Ausgangsleistung des Doppelritzel-Planetengetriebes auf die Treibwelle übertragen kann, und die Eintriebswählvorrichtung und die Reibkupplungen wahlweise betätigt werden, um die Ausgangsleistung des Getriebes unter einem vorbestimmten Kraftaufteilverhältnis auf die Fronttreibwelle und die Hecktreibwelle zu verteilen und wahlweise Vorwärtsfahrt oder Rückwärtsfahrt zu realisieren.

5. System nach Anspruch 4, dadurch g e k e n n z e i c h n e t, daß die Eintriebswählvorrichtung eine dritte Reibkupplung aufweist, welche zum Übertragen der Ausgangsleistung des Getriebes auf das Ringrad kuppelbar ist, wenn Vorwärtsfahrt gewählt

ist, sowie eine vierte Reibkupplung, welche eingerückt ist, um die Ausgangsleistung des Getriebes auf den Träger zu übertragen, wenn Rückwärtsfahrt gewählt ist.

6. System nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Doppelritzel-Planetengetriebe als Zentraldifferential wirkt, bei dem die Kraft auf den Träger und das Sonnenrad unter einem vorbestimmten Kraftaufteilverhältnis verteilt wird, wenn Vorwärtsfahrt gewählt ist, und daß die fünfte Reibkupplung eingerückt ist, um die Differentialdrehung zwischen dem Träger und dem Sonnenrad zu begrenzen.
7. Kraftfahrzeugantriebssystem, umfassend:
 - eine Maschine;
 - ein von der Maschine getriebenes Getriebe;
 - ein Differential;
 - eine parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Treibwelle zum Kraftübertragen auf das Differential;
 - ein Doppelritzel-Planetengetriebe, das coaxial mit der Treibwelle angeordnet ist;
 - eine erste Reibkupplung zum wahlweisen Kraftübertragen vom Getriebe auf einen Träger des Doppelritzel-Planetengetriebes;
 - ein Eintriebsglied zum Kraftübertragen vom Getriebe auf ein Sonnenrad des Doppelritzel-Planetengetriebes;
 - eine Abtriebsvorrichtung zum Kraftübertragen vom Doppelritzel-Planetengetriebe auf die Treibwelle und
 - eine zweite Reibkupplung zum wahlweisen Hindern des Ringrades des Doppelritzel-Planetengetriebes an einer Drehung;wobei die erste und die zweite Reibkupplung wahlweise eingerückt sind, um Vorwärtsfahrt oder Rückwärtsfahrt zu realisieren.

8. System nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet -
zeichnet, daß bei Wahl von Vorwärtsfahrt die
erste Reibkupplung eingerückt ist, um die Ausgangs-
leistung des Getriebes auf den Träger zu übertragen,
und dabei die zweite Reibkupplung ausgerückt ist, um
das Ringrad drehen zu lassen, und daß bei Wahl von
Rückwärtsfahrt die erste Reibkupplung ausgerückt ist
und die zweite Reibkupplung das Ringrad an einer Dre-
hung hindert.
9. Kraftfahrzeugantriebssystem, umfassend:
eine Maschine;
ein von der Maschine getriebenes Getriebe;
ein Frontdifferential;
eine parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeord-
nete Treibwelle zum Übertragen der Antriebsleistung
auf das Frontdifferential;
ein Doppelritzel-Planetengetriebe, das coaxial mit
der Fronttreibwelle angeordnet ist;
eine erste Reibkupplung zum wahlweisen Kraftübertra-
gen vom Getriebe zu einem Träger des Doppelritzel-
Planetengetriebes;
ein Eintriebsglied zum Kraftübertragen vom Getriebe
zu einem Sonnenrad des Doppelritzel-Planetengetrie-
bes;
eine Abtriebsvorrichtung zum Kraftübertragen von dem
Träger auf die Fronttreibwelle und
eine zweite Reibkupplung zum wahlweisen Hindern eines
Ringrades des Doppelritzel-Planetengetriebes an einer
Drehung;
wobei bei Wahl von Vorwärtsfahrt die erste Reibkupp-
lung zur Kraftübertragung eingerückt und die zweite
Reibkupplung zum Drehenlassen des Ringrades ausge-
rückt ist und bei Wahl von Rückwärtsfahrt die erste
Reibkupplung ausgerückt und die zweite Reibkupplung
zum Hindern des Ringrades an einer Drehung eingerückt

ist.

10. System nach Anspruch 9, g e k e n n z e i c h n e t durch ein Heckdifferential, eine parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Hecktreibwelle zum Kraftübertragen zum Heckdifferential; eine Kraftübertragungsvorrichtung anstelle der Abtriebsvorrichtung zum Kraftübertragen vom Doppelritzel-Planetengetriebe zur Hecktreibwelle; eine vierte Reibkupplung zum wahlweisen Kraftübertragen vom Doppelritzel-Planetengetriebe zur Fronttreibwelle; eine fünfte Reibkupplung zum wahlweisen Kuppeln der Kraftübertragungsvorrichtung und der Fronttreibwelle und eine dritte Reibkupplung zum wahlweisen Kraftübertragen vom Getriebe zum Ringrad des Doppelritzel-Planetengetriebes; wobei die erste Reibkupplung wahlweise die Kraft vom Getriebe zum Sonnenrad des Doppelritzel-Planetengetriebes übertragen kann, die erste und die dritte Reibkupplung eine Eintriebswählvorrichtung zum wahlweisen Kraftübertragen vom Getriebe auf das Sonnenrad oder das Ringrad des Doppelritzel-Planetengetriebes bilden, die Reibkupplungen wahlweise betätigt werden, um die Ausgangsleistung des Getriebes unter einem vorbestimmten Kraftaufteilverhältnis auf die Fronttreibwelle und die Hecktreibwelle zu verteilen und wahlweise Vorwärtsfahrt oder Rückwärtsfahrt zu realisieren.
11. System nach Anspruch 10, dadurch g e k e n n z e i c h n e t, daß bei Wahl von Vorwärtsfahrt die dritte und die vierte Reibkupplung zur Kraftübertragung eingerückt sind und das Doppelritzel-Planetengetriebe als Zentraldifferential wirkt; um die Kraft auf den Träger und das Sonnenrad des Doppelritzel-Planetengetriebes unter einem vorbestimmten Kraftaufteilv rhältnis aufzuteilen, und daß die fünfte Reib-

kupplung eingerückt ist, um die Differentialdrehung zwischen Träger und Sonnenrad zu begrenzen.

12. System nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß bei Wahl von Rückwärtsfahrt die erste und die vierte Reibkupplung zur Kraftübertragung eingerückt sind und die zweite Reibkupplung das Ringrad an einer Drehung hindert.
13. Kraftfahrzeugantriebssystem, umfassend:
 - eine Maschine;
 - ein von der Maschine getriebenes Getriebe;
 - ein erstes Differential;
 - eine erste, parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Treibwelle zum Kraftübertragen auf das erste Differential;
 - ein zweites Differential;
 - eine zweite, parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Treibwelle zum Kraftübertragen auf das zweite Differential und
 - ein Doppelritzel-Planetengetriebe zum Verteilen der Ausgangsleistung des Getriebes, wobei wahlweise Vorwärtsfahrt oder Rückwärtsfahrt einstellbar ist, und zum Übertragen der Kraft auf die erste und die zweite Treibwelle.
14. System nach Anspruch 13, gekennzeichnet durch mehrere Reibkupplungen und eine Steuereinrichtung zum Steuern des Betriebs der Reibkupplungen; wobei die Steuereinrichtung den Betrieb der Reibkupplungen zum Verteilen der Ausgangsleistung des Getriebes unter einem vorbestimmten Kraftaufteilverhältnis durch das Doppelritzel-Planetengetriebe steuert, und zwar nach Wahl von Vorwärtsfahrt oder Rückwärtsfahrt, und wobei die Kraft auf die erste Treibwelle und die zweite Treibwelle übertragen wird.

15. Kraftfahrzeugantriebssystem, umfassend:
eine Maschine;
ein von der Maschine getriebenes Getriebe;
ein erstes Differential;
eine erste Treibwelle, die parallel zur Kurbelwelle der Maschine zum Kraftübertragen auf das erste Differential angeordnet ist;
ein zweites Differential;
eine zweite, parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Treibwelle zum Kraftübertragen auf das zweite Differential;
ein Doppelritzel-Planetengetriebe;
eine Eintriebswählvorrichtung zum wahlweisen Kraftübertragen vom Getriebe zu einem Sonnenrad oder einem Träger des Doppelritzel-Planetengetriebes;
eine Kraftübertragungsvorrichtung zum Kraftübertragen vom Sonnenrad zur ersten Treibwelle;
eine dritte Reibkupplung zum wahlweisen Kraftübertragen vom Träger zur zweiten Treibwelle;
eine vierte Reibkupplung zum wahlweisen Kuppeln der ersten und der zweiten Treibwelle und
eine fünfte Reibkupplung zum wahlweisen Hindern des Ringrades des Doppelritzel-Planetengetriebes an einer Drehung;
wobei die Eintriebswählvorrichtung und die Reibkupplungen wahlweise zum Verteilen der Ausgangsleistung des Getriebes unter einem vorbestimmten Kraftaufteilungsverhältnis betätigbar sind, um wahlweise Vorwärtsfahrt oder Rückwärtsfahrt einzustellen und die Leistung auf die erste Treibwelle und die zweite Treibwelle mittels des Doppelritzel-Planetengetriebes zu übertragen.
16. System nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Eintriebswählvorrichtung bei Wahl von Vorwärtsfahrt die Ausgangsleistung des Ge-

triebes zum Ringrad überträgt, die fünfte Reibkupplung ausgerückt ist, um das Ringrad drehen zu lassen, das Doppelritzel-Planetengetriebe als Zentraldifferential zum Verteilen der Leistung auf den Träger und das Sonnenrad unter einem vorbestimmten Kraftaufteilverhältnis wirkt, die dritte Reibkupplung zur Kraftübertragung eingerückt ist und die vierte Reibkupplung zur Kraftübertragung eingerückt ist, um die Differentialdrehung zwischen dem Träger und dem Sonnenrad zu begrenzen.

17. System nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmomentübertragungskapazität der vierten Reibkupplung basierend auf Daten gesteuert ist, welche den Fahrzustand des Fahrzeuges repräsentieren, wenn Vorwärtsfahrt gewählt ist.
18. System nach einem der Ansprüche 15 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Eintriebswählvorrichtung bei Wahl von Rückwärtsfahrt die Ausgangsleistung des Getriebes auf den Träger überträgt, die fünfte Reibkupplung eingerückt ist, um das Ringrad an einer Drehung zu hindern, die dritte Reibkupplung ausgerückt ist, die Ausgangsleistung des Doppelritzel-Planetengetriebes am Sonnenrad anliegt und die vierte Reibkupplung eingerückt ist.
19. System nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß bei Wahl von Rückwärtsfahrt die Drehmomentübertragungskapazität der vierten Reibkupplung basierend auf Daten gesteuert ist, welche den Fahrzustand des Fahrzeuges repräsentieren.
20. System nach einem der Ansprüche 15 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Eintriebswähl-

vorrichtung eine erste Reibkupplung aufweist, welche bei Wahl von Vorwärtsfahrt zum Übertragen der Kraft vom Getriebe auf das Ringrad eingerückt ist, sowie eine zweite Reibkupplung, welche bei Wahl von Rückwärtsfahrt zum Übertragen der Kraft vom Getriebe auf den Träger eingerückt ist.

21. Kraftfahrzeugantriebssystem, umfassend:
- eine Maschine;
 - ein von der Maschine getriebenes Getriebe;
 - ein erstes Differential;
 - eine erste, parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Treibwelle zum Kraftübertragen auf das erste Differential;
 - ein zweites Differential;
 - eine zweite, parallel zur Kurbelwelle der Maschine angeordnete Treibwelle zum Kraftübertragen auf das zweite Differential;
 - ein Doppelritzel-Planetengetriebe;
 - eine Eintriebswählvorrichtung zum wahlweisen Kraftübertragen vom Getriebe zu einem Ringrad oder einem Sonnenrad des Doppelritzel-Planetengetriebes;
 - eine Kraftübertragungsvorrichtung zum Kraftübertragen vom Sonnenrad zur zweiten Treibwelle;
 - eine dritte Reibkupplung zum wahlweisen Kuppeln der ersten und der zweiten Treibwelle;
 - eine vierte Reibkupplung zum wahlweisen Übertragen der Abtriebskraft des Doppelritzel-Planetengetriebes vom Sonnenrad zur ersten Treibwelle und
 - eine fünfte Reibkupplung zum wahlweisen Hindern des Ringrades an einer Drehung;
 - wobei die Eintriebswählvorrichtung und die Reibkupplungen wahlweise zum Verteilen der Ausgangsleistung des Getriebes unter einem vorbestimmten Kraftaufteilverhältnis zum wahlweisen Einstellen des Vorwärtsfahrtmodus oder des Rückwärtsfahrtmodus und zum

Kraftübertragen auf die erste Treibwelle und die zweite Treibwelle mittels des Doppelritzel-Planetengetriebes betätigbar sind.

22. System nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß bei Wahl von Vorwärtsfahrt die Eintriebswählvorrichtung die Kraft vom Getriebe zum Ringrad überträgt, die fünfte Reibkupplung ausgerückt ist, um das Ringrad drehen zu lassen, das Doppelritzel-Planetengetriebe als Zentraldifferential wirkt, um die Kraft zum Träger und zum Sonnenrad unter einem vorbestimmten Kraftaufteilverhältnis zu übertragen, die vierte Reibkupplung zur Kraftübertragung eingerückt ist und die dritte Reibkupplung zur Kraftübertragung zum Begrenzen der Differentialdrehung zwischen Träger und Sonnenrad eingerückt ist.
23. System nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmomentübertragungskapazität der dritten Reibkupplung basierend auf Daten gesteuert ist, welche den Fahrzustand des Fahrzeuges bei Vorwärtsfahrt repräsentieren.
24. System nach einem der Ansprüche 21 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß bei Wahl von Rückwärtsfahrt die Eintriebswählvorrichtung die Kraft vom Getriebe zum Sonnenrad überträgt, die fünfte Reibkupplung eingerückt ist, um das Ringrad an einer Drehung zu hindern, die Ausgangsleistung des Doppelritzel-Planetengetriebes am Träger anliegt, die dritte Reibkupplung eingerückt ist, und die vierte Reibkupplung ausgerückt ist.
25. System nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmomentübertragungskapazität der dritten Reibkupplung basierend auf Daten

gesteuert ist, welche den Fahrzustand des Fahrzeuges bei Wahl von Rückwärtsfahrt repräsentieren.

26. System nach einem der Ansprüche 21 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Eintriebswählvorrichtung eine fünfte Reibkupplung aufweist, welche bei Wahl von Vorwärtsfahrt eingerückt ist, um die Kraft vom Getriebe zum Ringrad zu übertragen, sowie eine zweite Reibkupplung, welche bei Wahl von Rückwärtsfahrt eingerückt ist, um die Kraft vom Getriebe zum Sonnenrad zu übertragen.
27. System nach einem der Ansprüche 1 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Maschine in der Fahrzeugkarosserie in Längsrichtung eingebaut ist.
28. System nach einem der Ansprüche 1 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Maschine in der Fahrzeugkarosserie in Querrichtung eingebaut ist.
29. System nach einem der Ansprüche 13 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgangsleistung der Maschine zum Ringrad oder zum Träger des Doppelritzel-Planetengetriebes übertragen wird.
30. System nach einem der Ansprüche 13, 14 und 21 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebsleistung der Maschine zum Ringrad oder zum Sonnenrad des Doppelritzel-Planetengetriebes übertragen wird.
31. System nach einem der Ansprüche 13 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß das Doppelritzel-Planetengetriebe coaxial mit der ersten Treibwelle angeordnet ist.

32. System nach einem der Ansprüche 3 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Doppelritzel-Planetengeräte mit Abstand von dem Getriebe angeordnet ist und daß die Eintriebswählvorrichtung zwischen dem Getriebe und dem Doppelritzel-Planetengeräte angeordnet ist.
33. System nach einem der Ansprüche 1 bis 32, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe ein stufenlos drehzahlveränderbares Reibscheibengetriebe ist und umfaßt: eine Primärwelle, eine parallel dazu angeordnete Sekundärwelle, ein primäres Reibscheibenpaar, welches auf der Primärwelle sitzt, ein sekundäres Reibscheibenpaar, welches auf der Sekundärwelle sitzt, und einen zwischen den beiden Reibscheibenpaaren gespannten Treibriemen, wobei das Reibscheibengeräte die Abtriebsgeschwindigkeit durch Variieren des Verhältnisses zwischen den entsprechenden Laufdurchmessern des Treibriemens auf den Reibscheibenpaaren verändert werden kann.

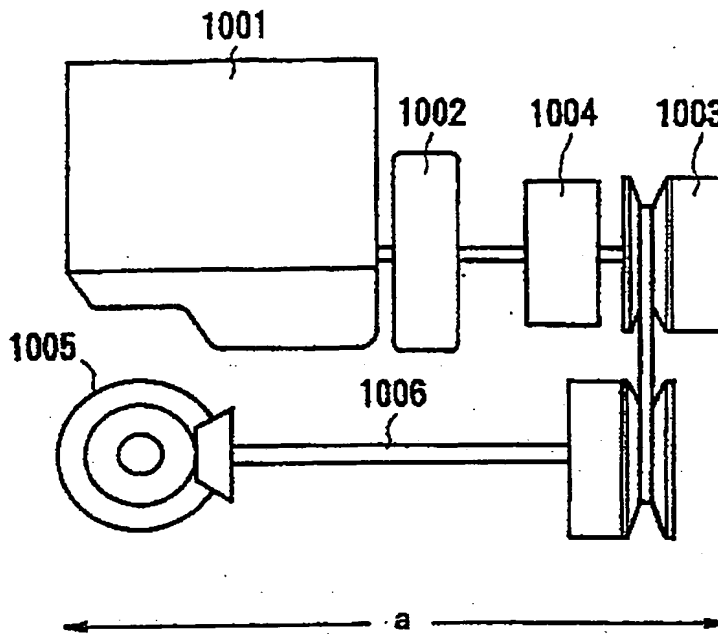


FIG. 1

STAND DER TECHNIK

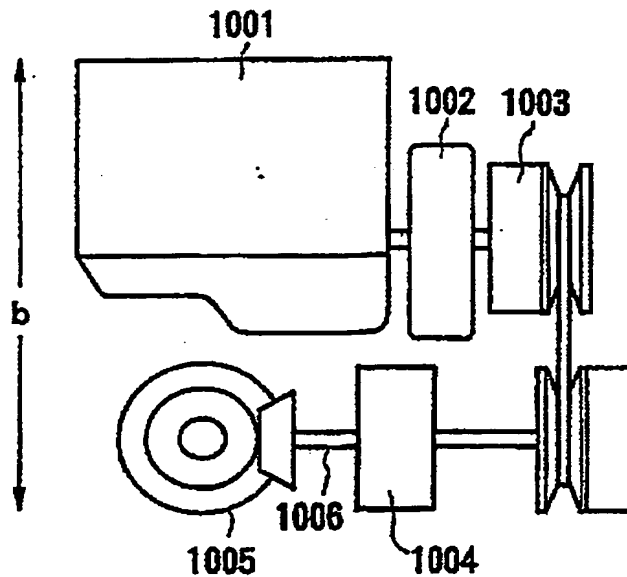


FIG. 2

STAND DER TECHNIK

2/72

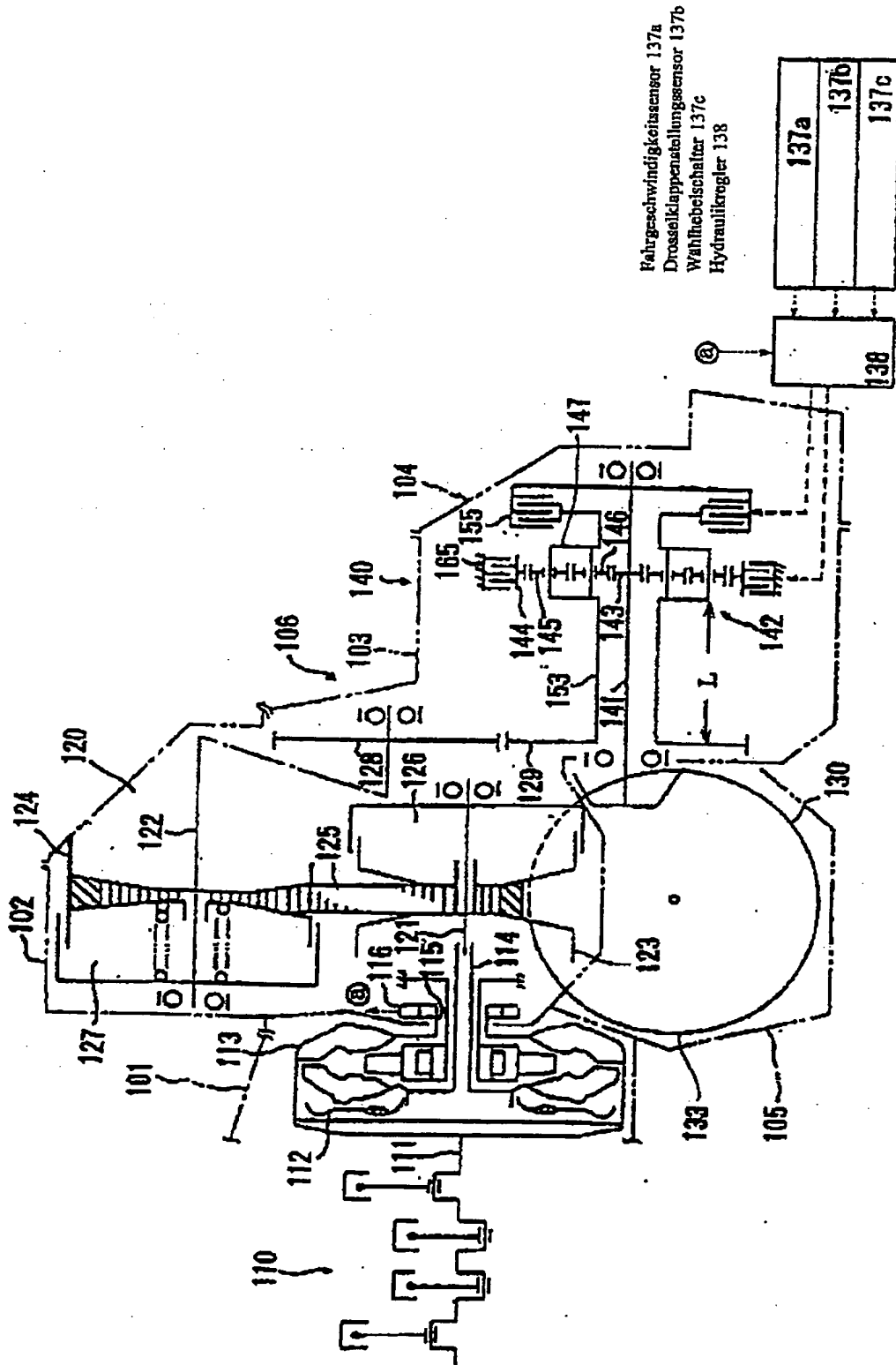


FIG.3
(ERSTE AUSFÜHRUNG)

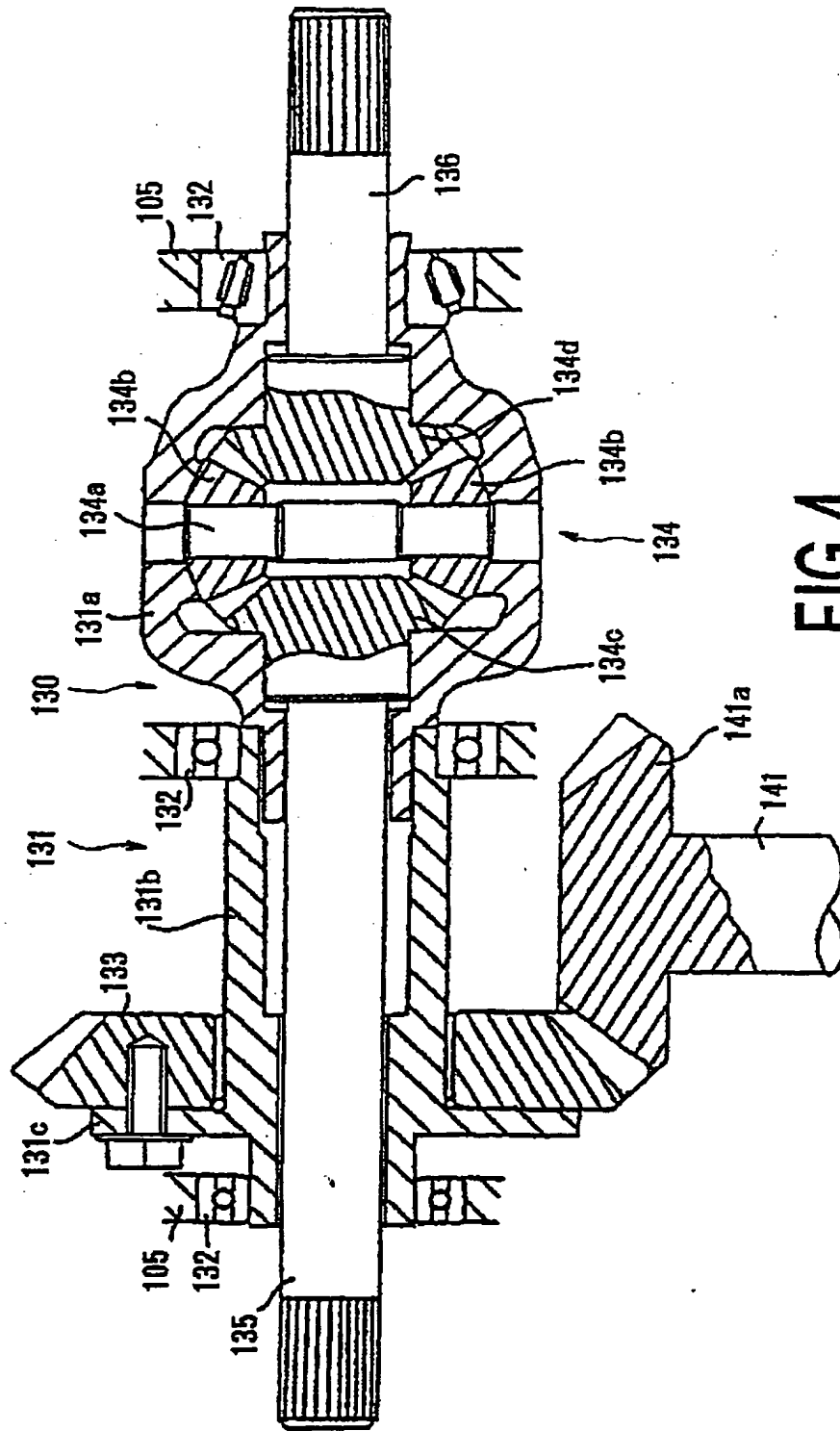


FIG. 4

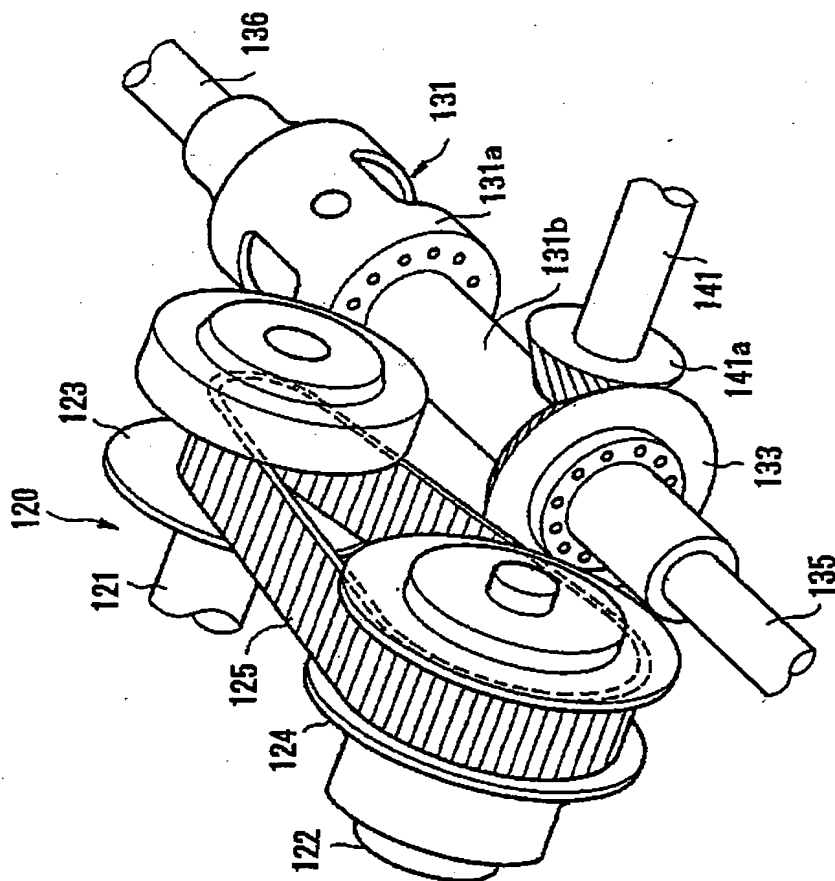
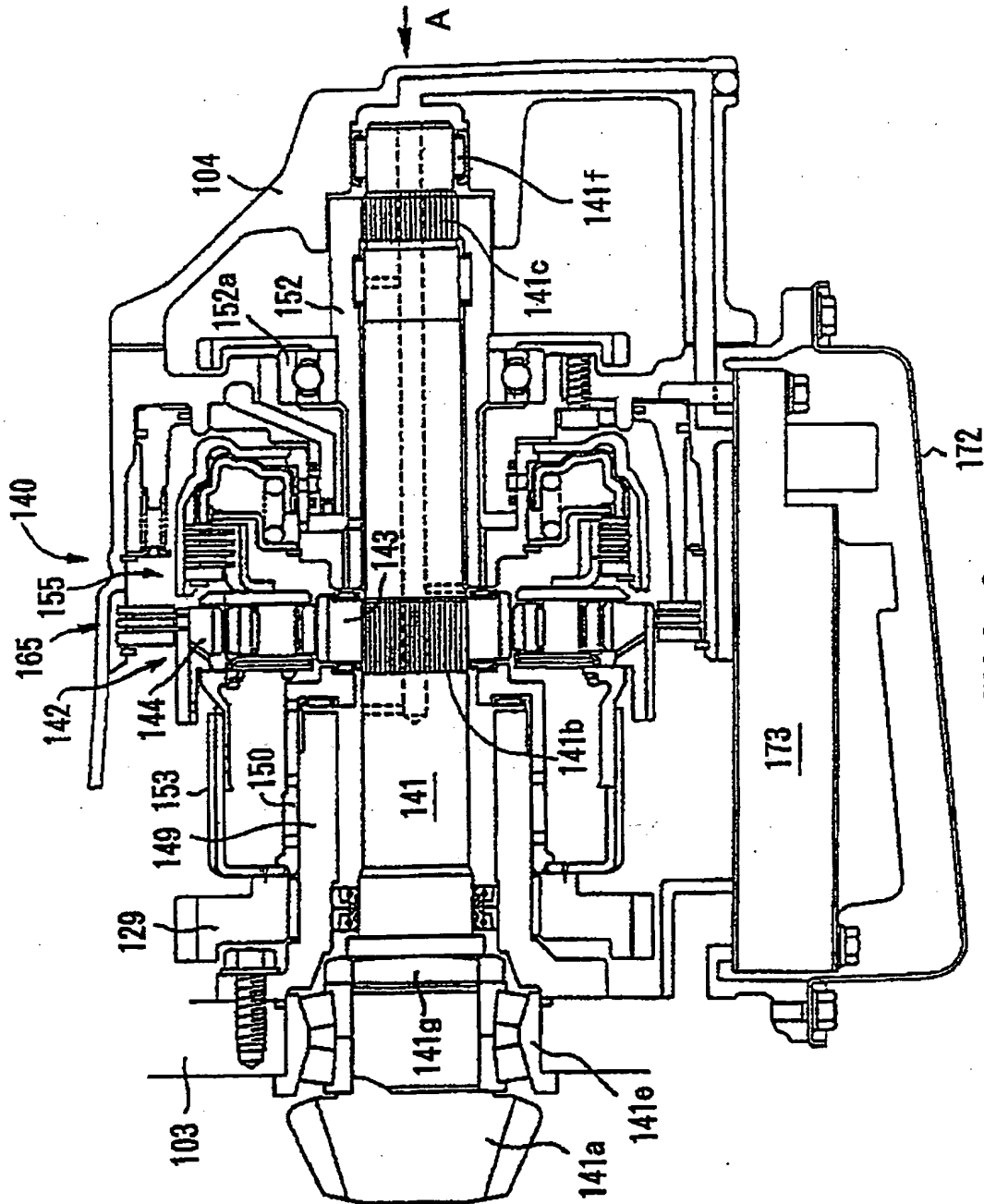


FIG. 5



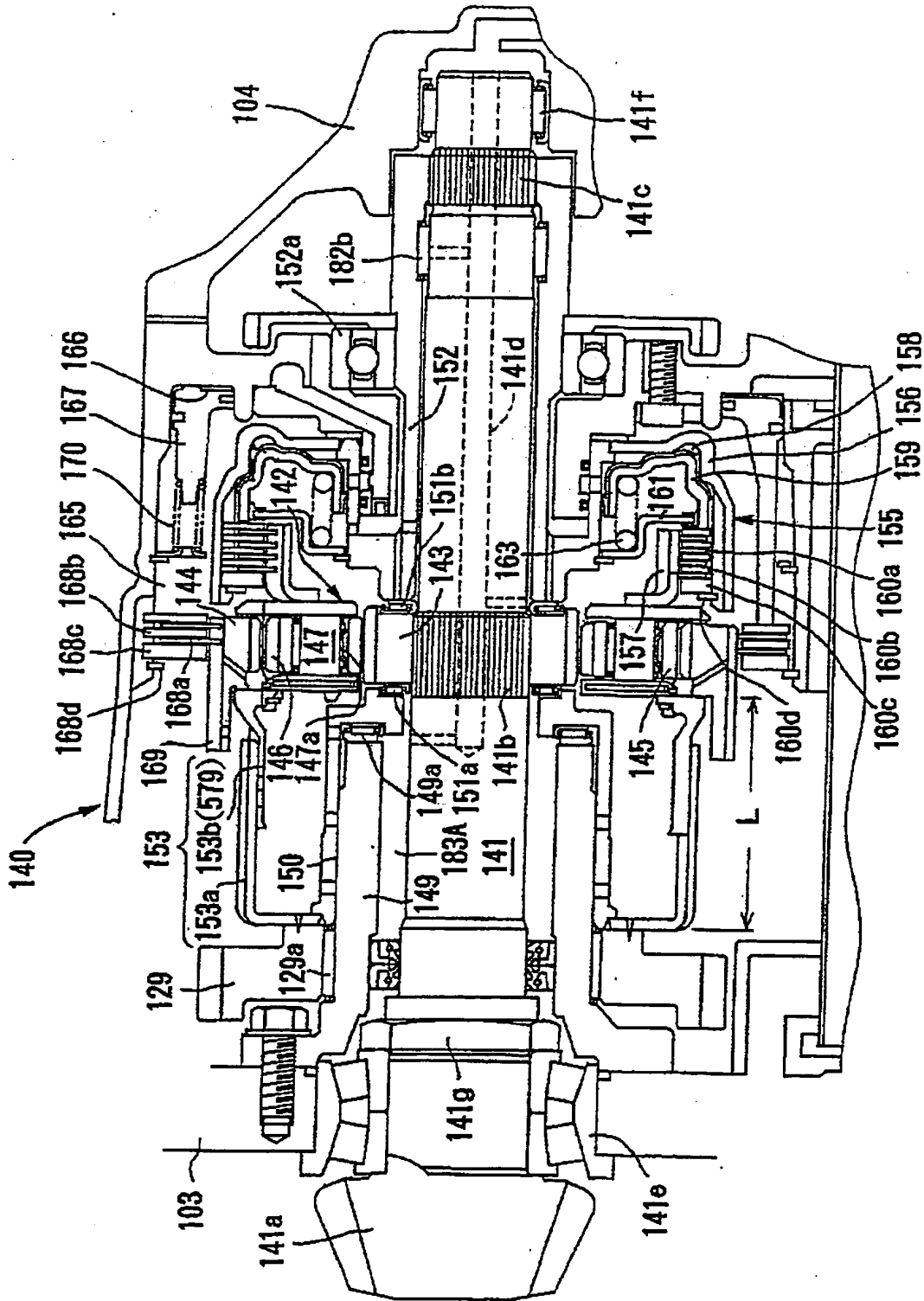


FIG. 7

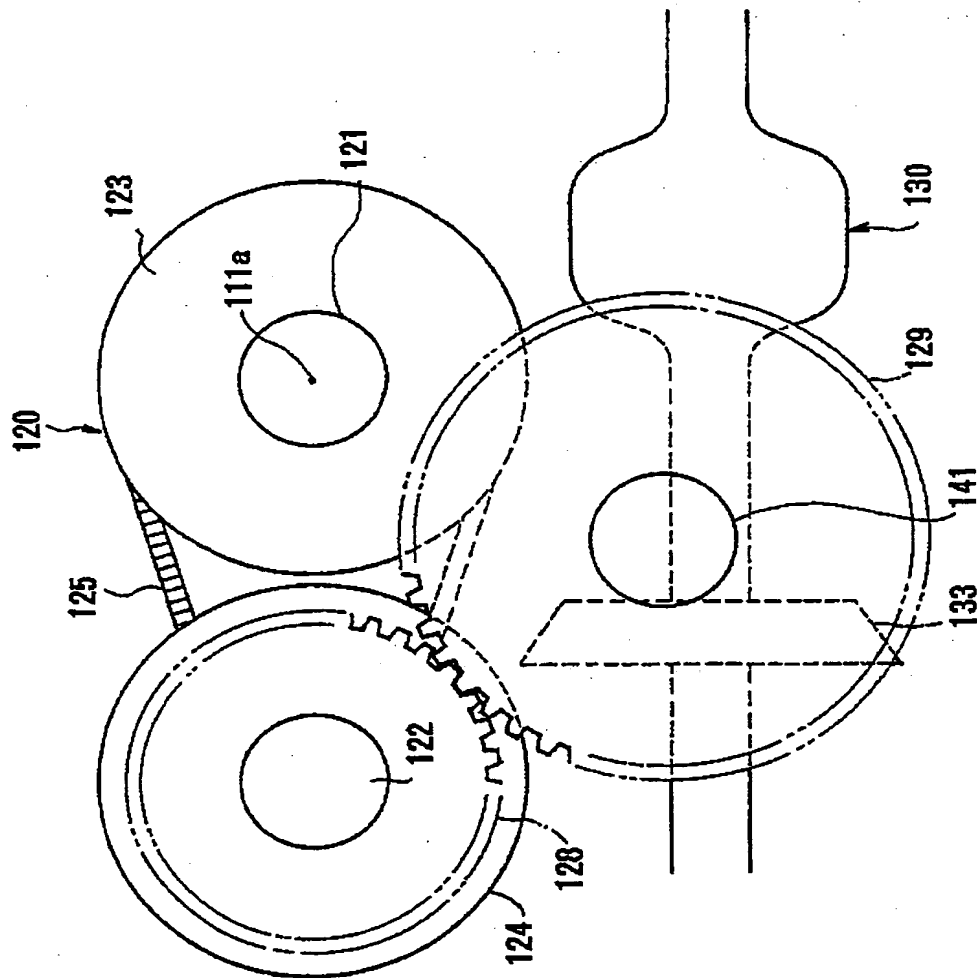


FIG. 8

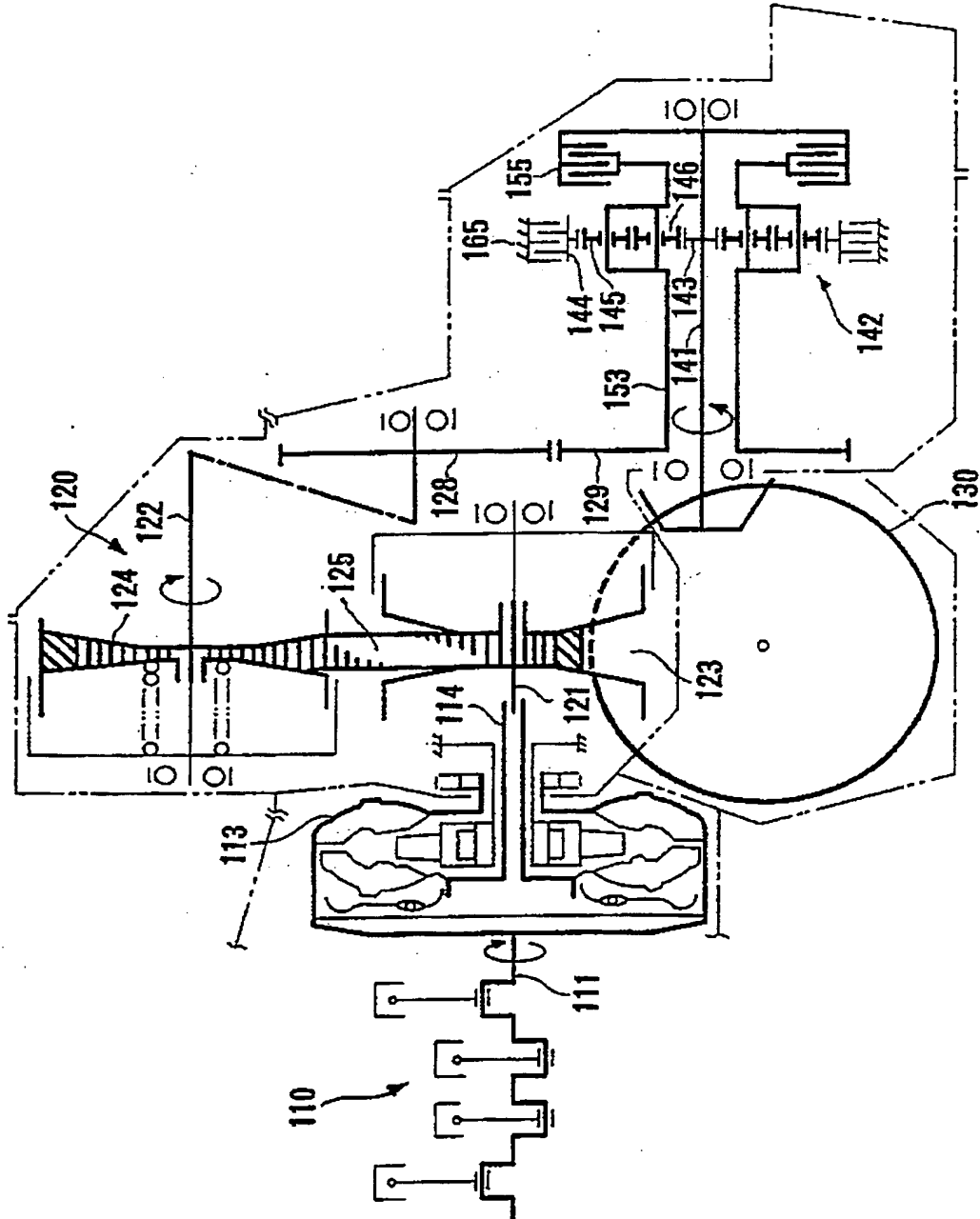


FIG.9

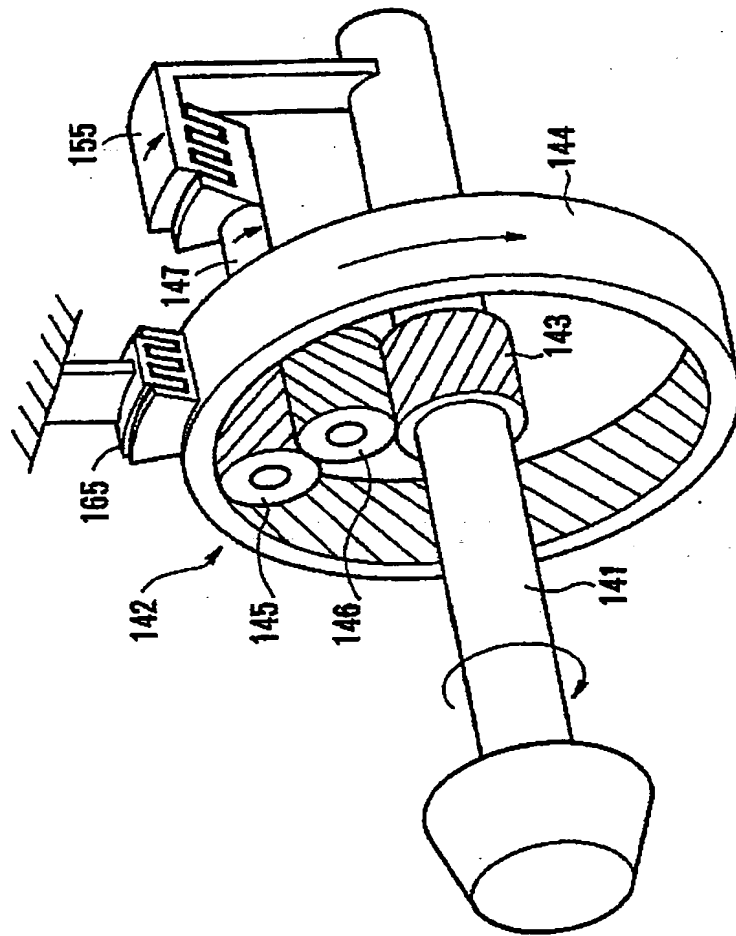


FIG. 10

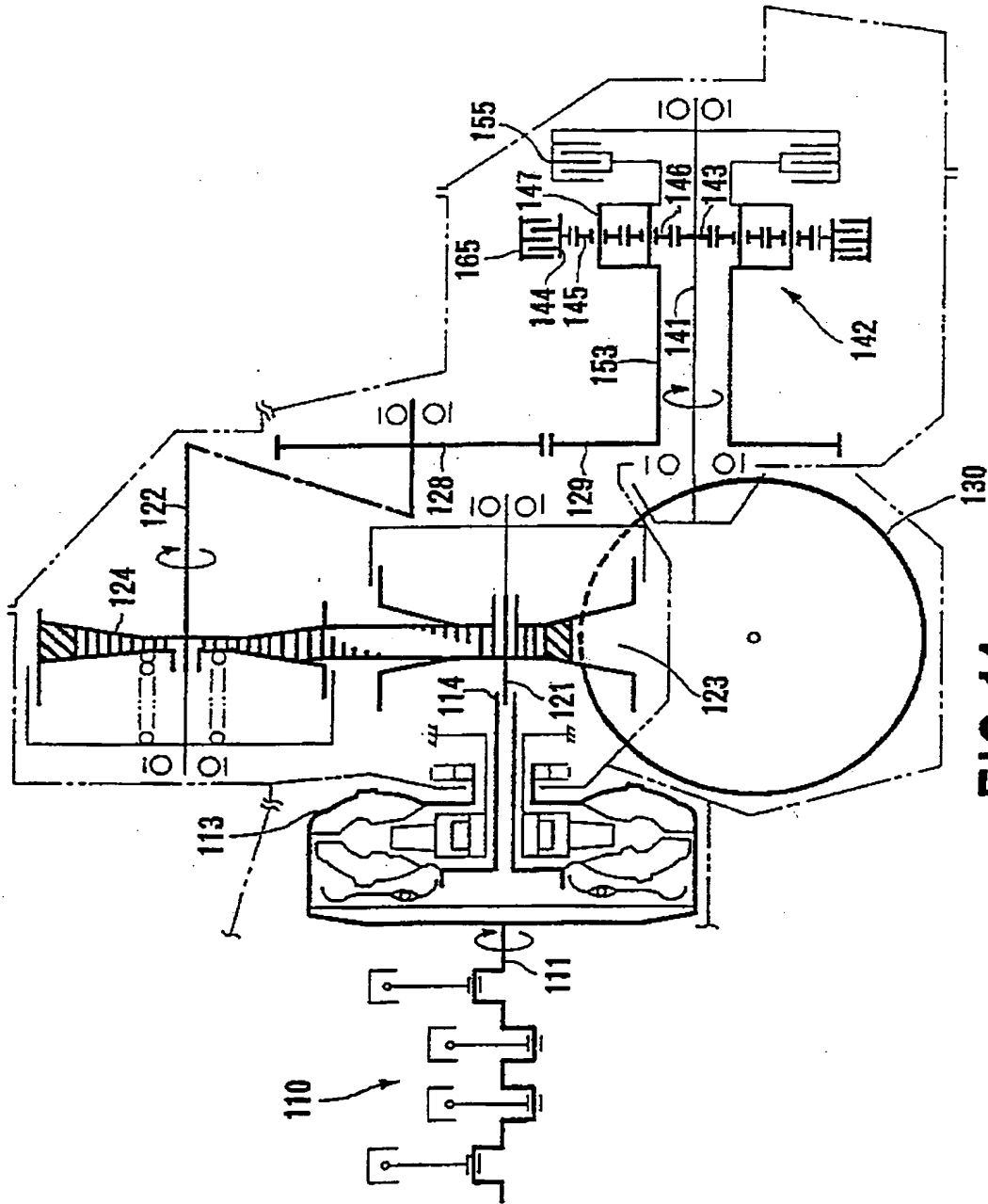


FIG.11

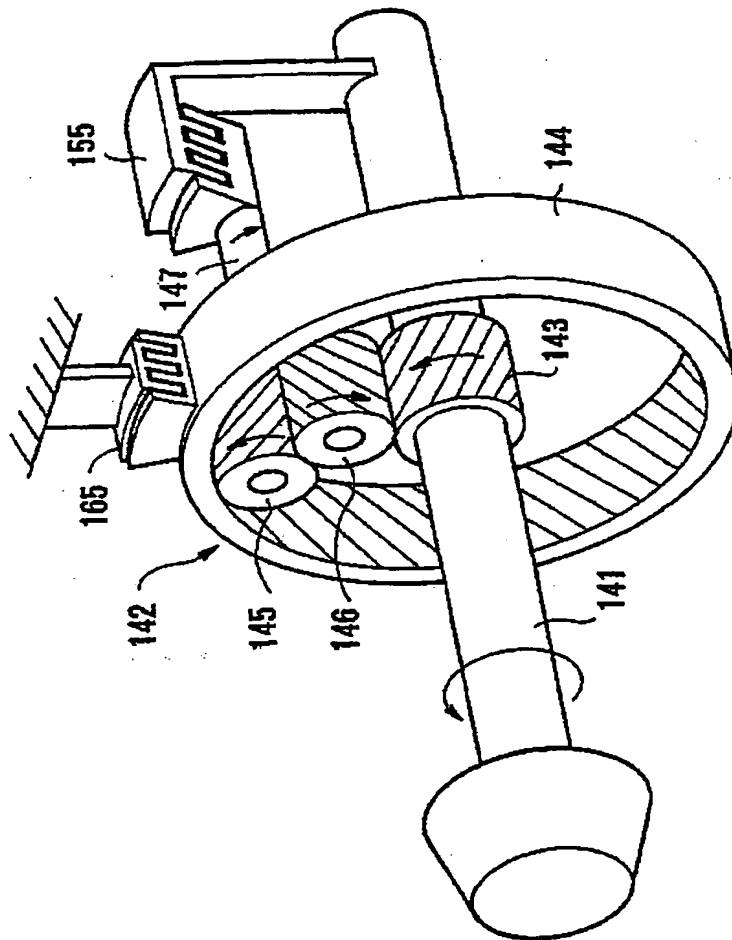


FIG. 12

- 194 -

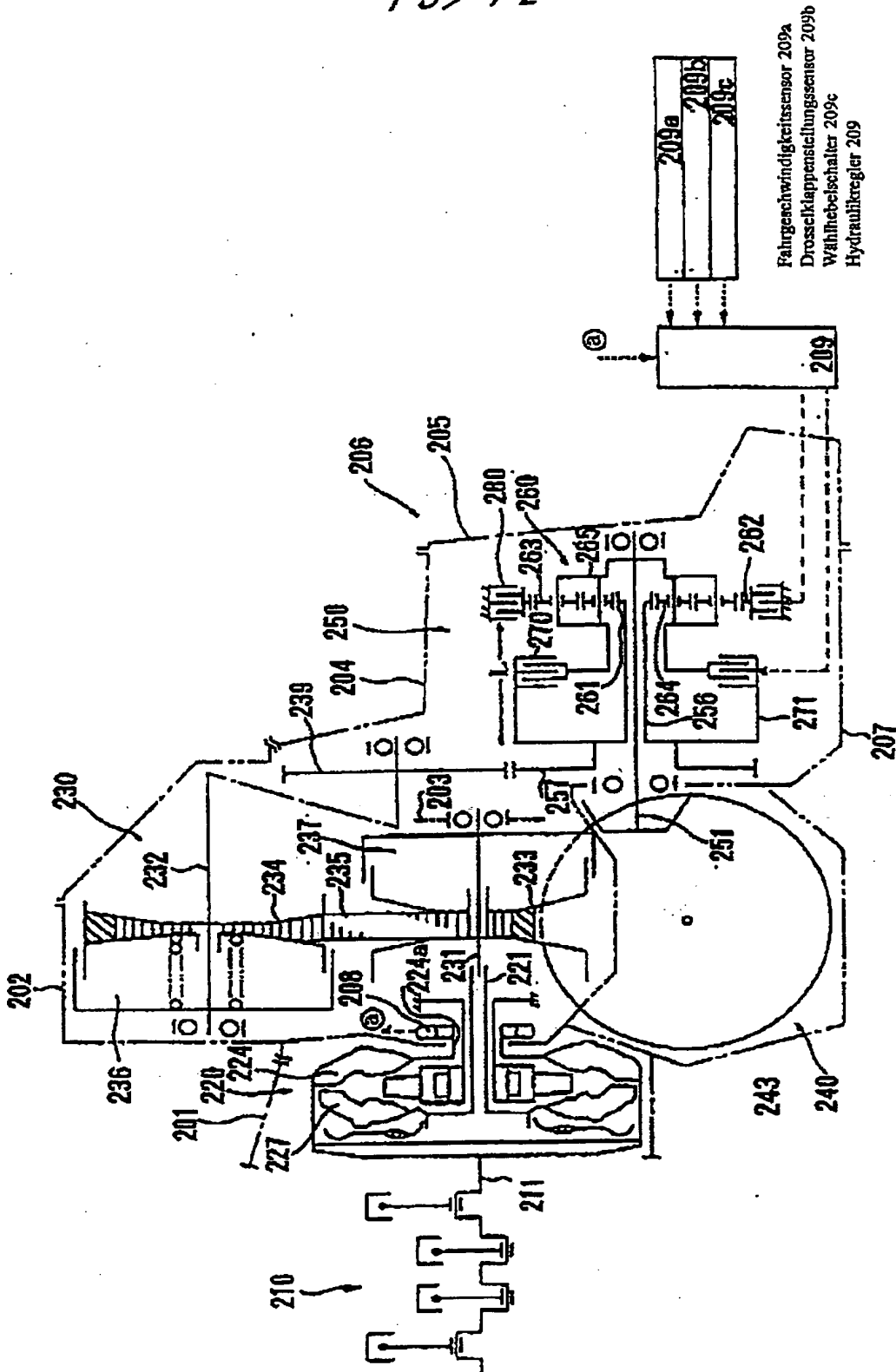
DE 197 80 383 T1

12/72

	Vorwärtsfahrt- stellung (D)	Rückwärtsfahrt- stellung (R)	Neutralstellung (N) Parkstellung (P)
erste Mehrscheiben- kupplung 155	○		
zweite Mehrscheiben- kupplung 165		○	

FIG. 13

13/72



Fahrtgeschwindigkeitssensor 209a
Drosselklappenstellungssensor 209b
Wählhebelhalter 209c
Hydraulikregler 209

FIG. 14 (ZWEITE AUSFÜHRUNG)

- 196 -

DE 197 80 383 T1

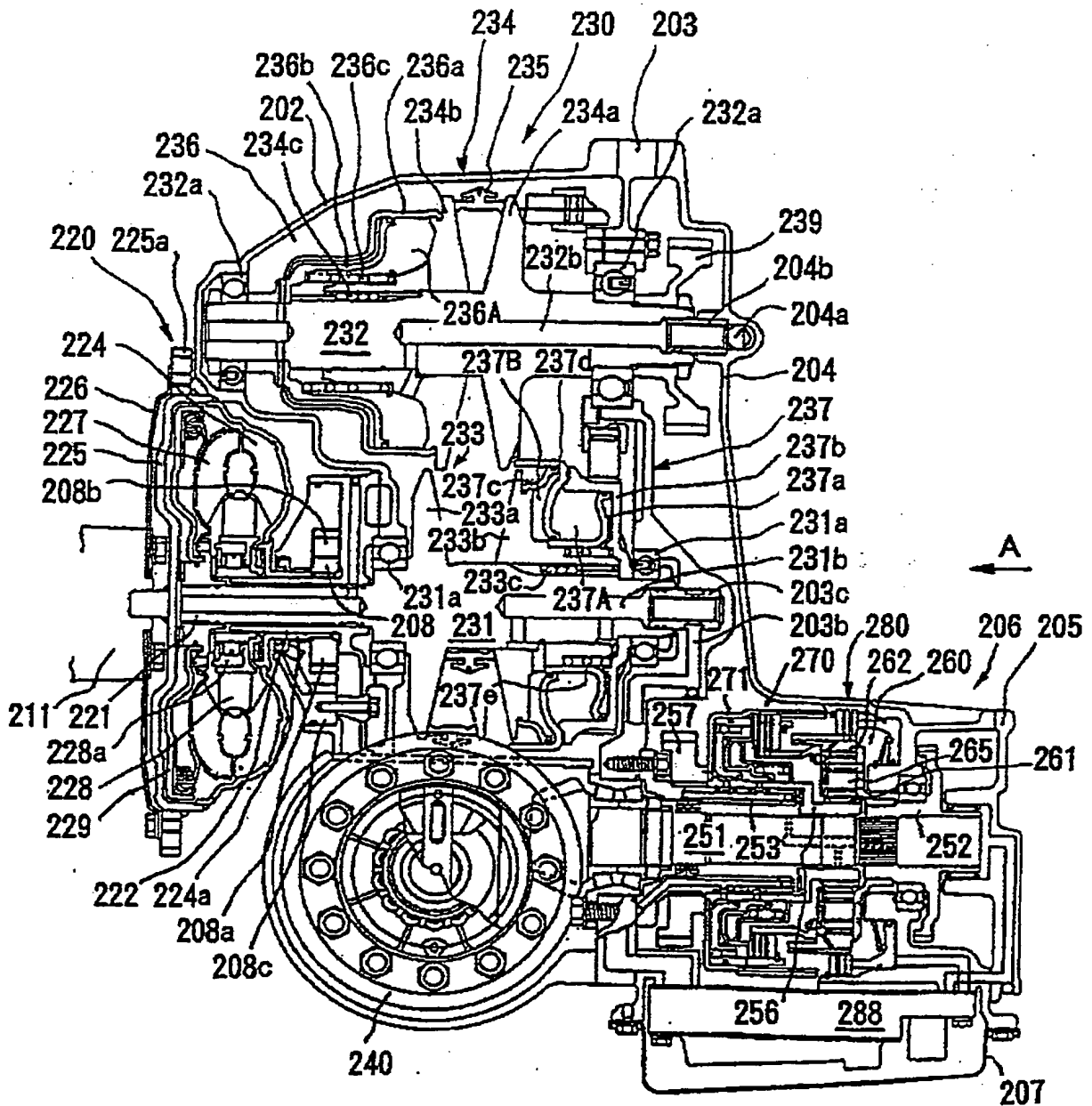
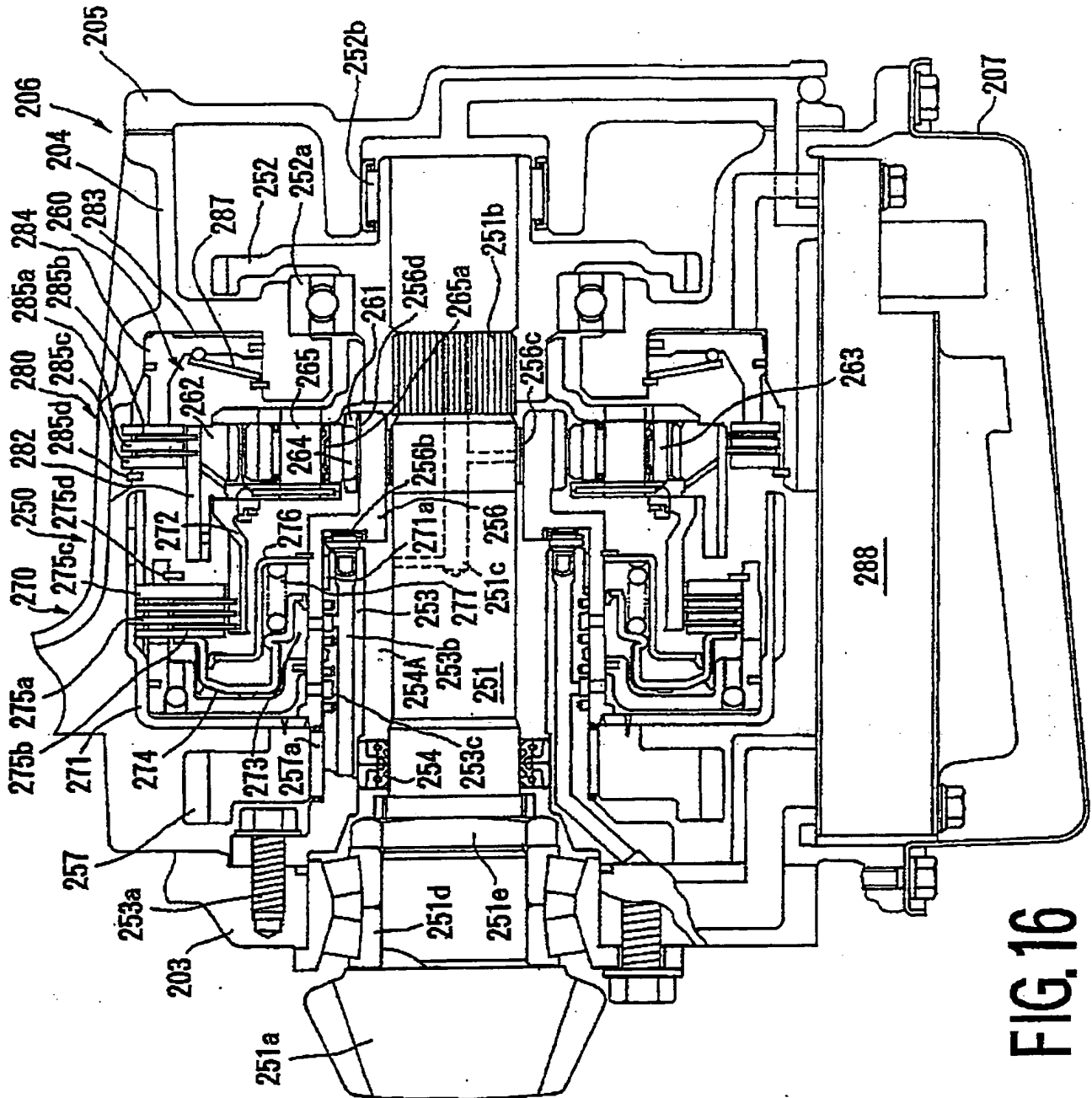


FIG. 15



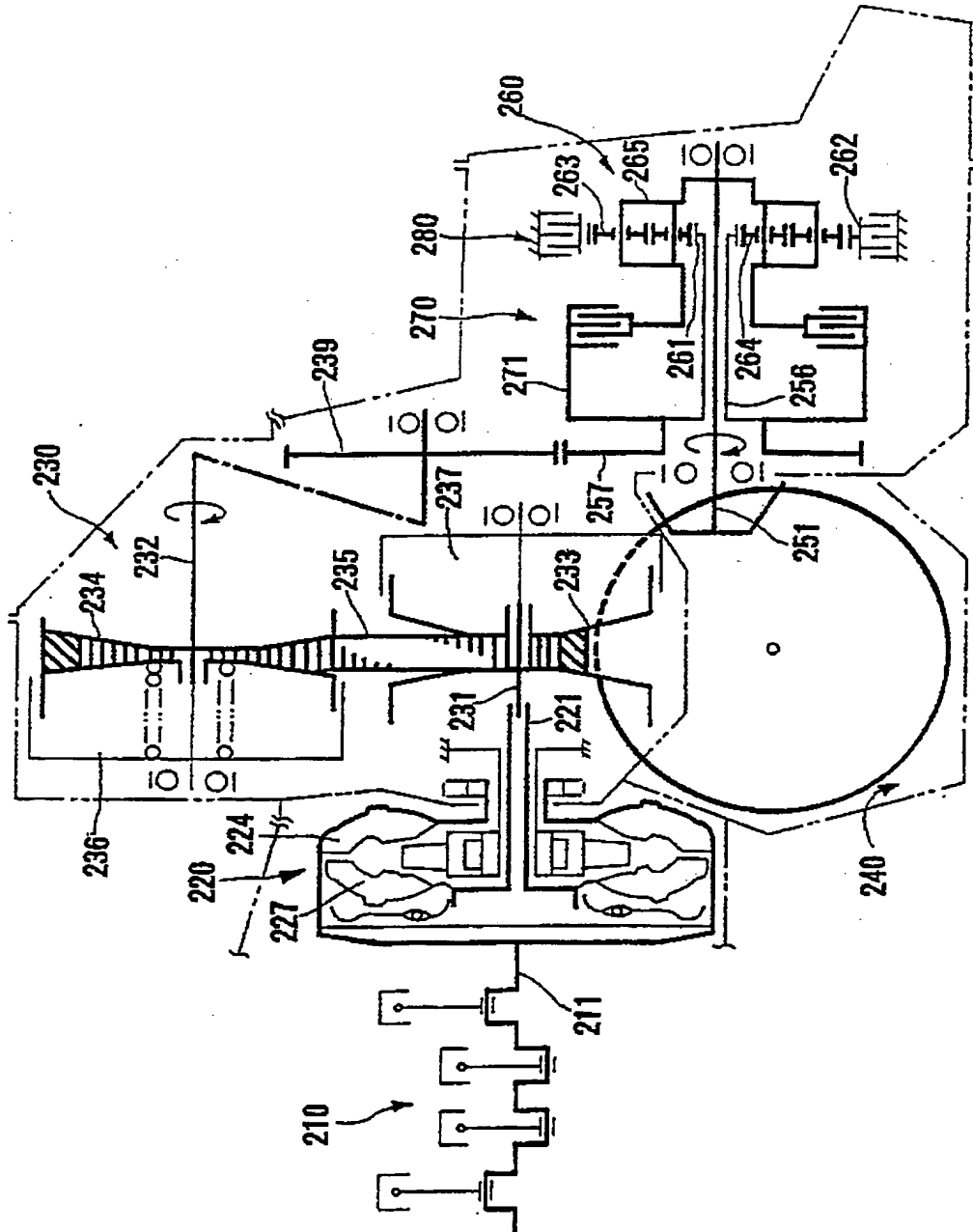


FIG. 17

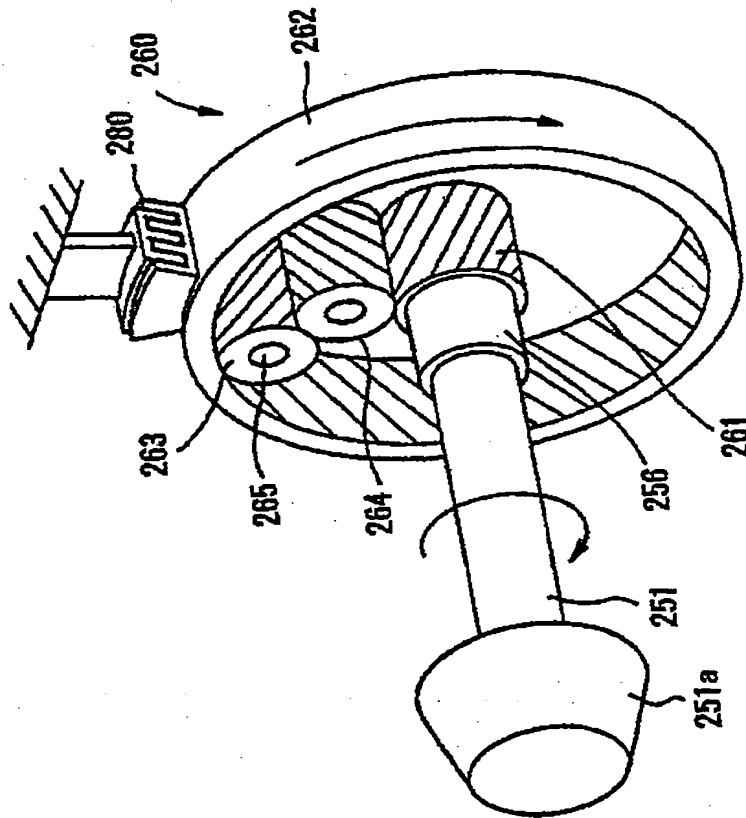


FIG. 18



FIG. 19

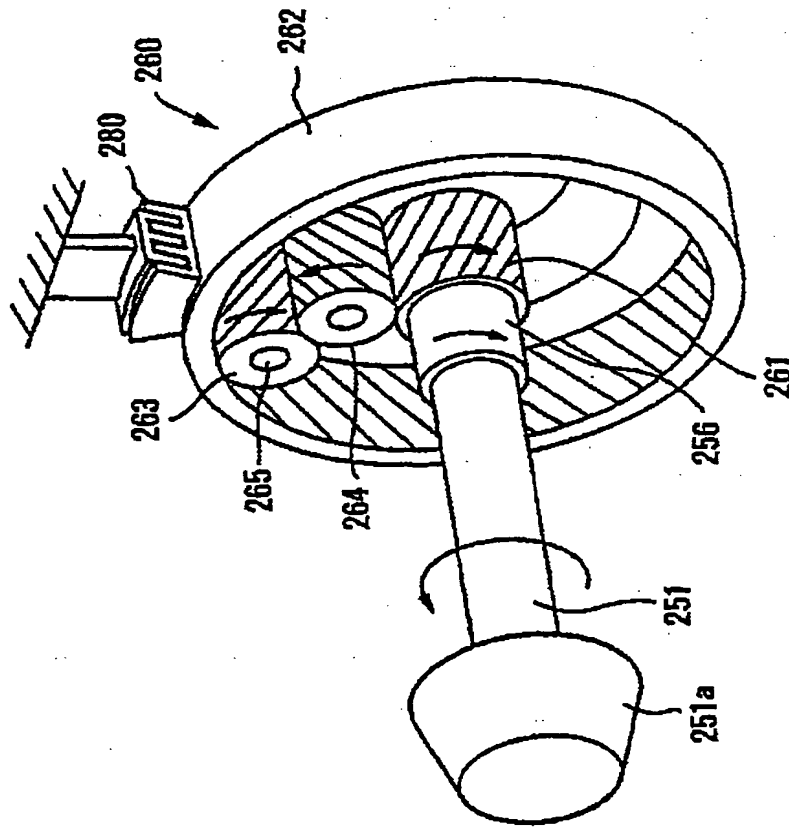


FIG. 20

20/72

	Vorwärtsfahrt- stellung (D)	Rückwärtsfahrt- stellung (R)	Neutralstellung (N) Parkstellung (P)
erste Mehrscheiben- kupplung 270	○		
zweite Mehrscheiben- kupplung 280		○	

FIG.21

21/72

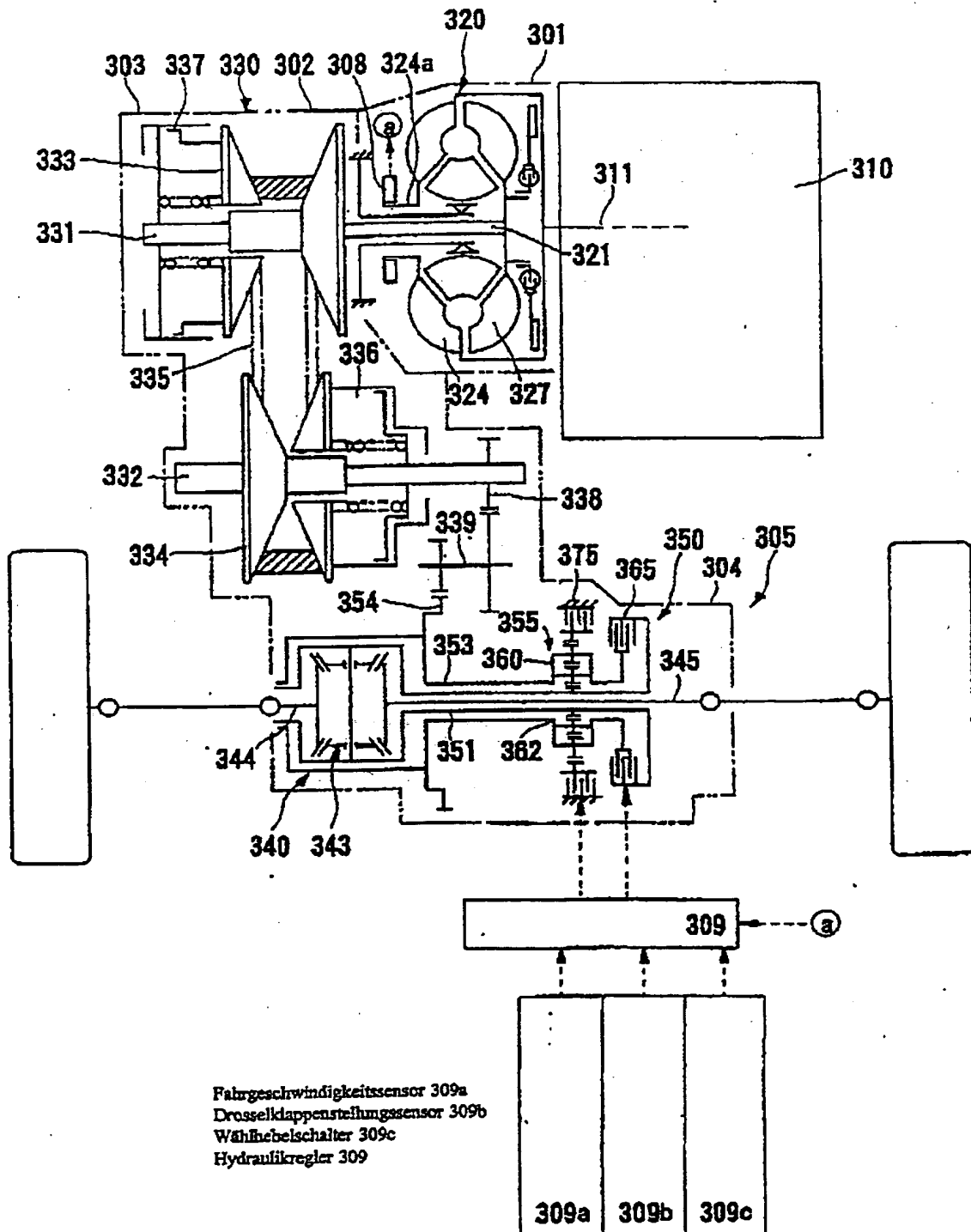


FIG. 22 (DRITTE AUSFÜHRUNG)

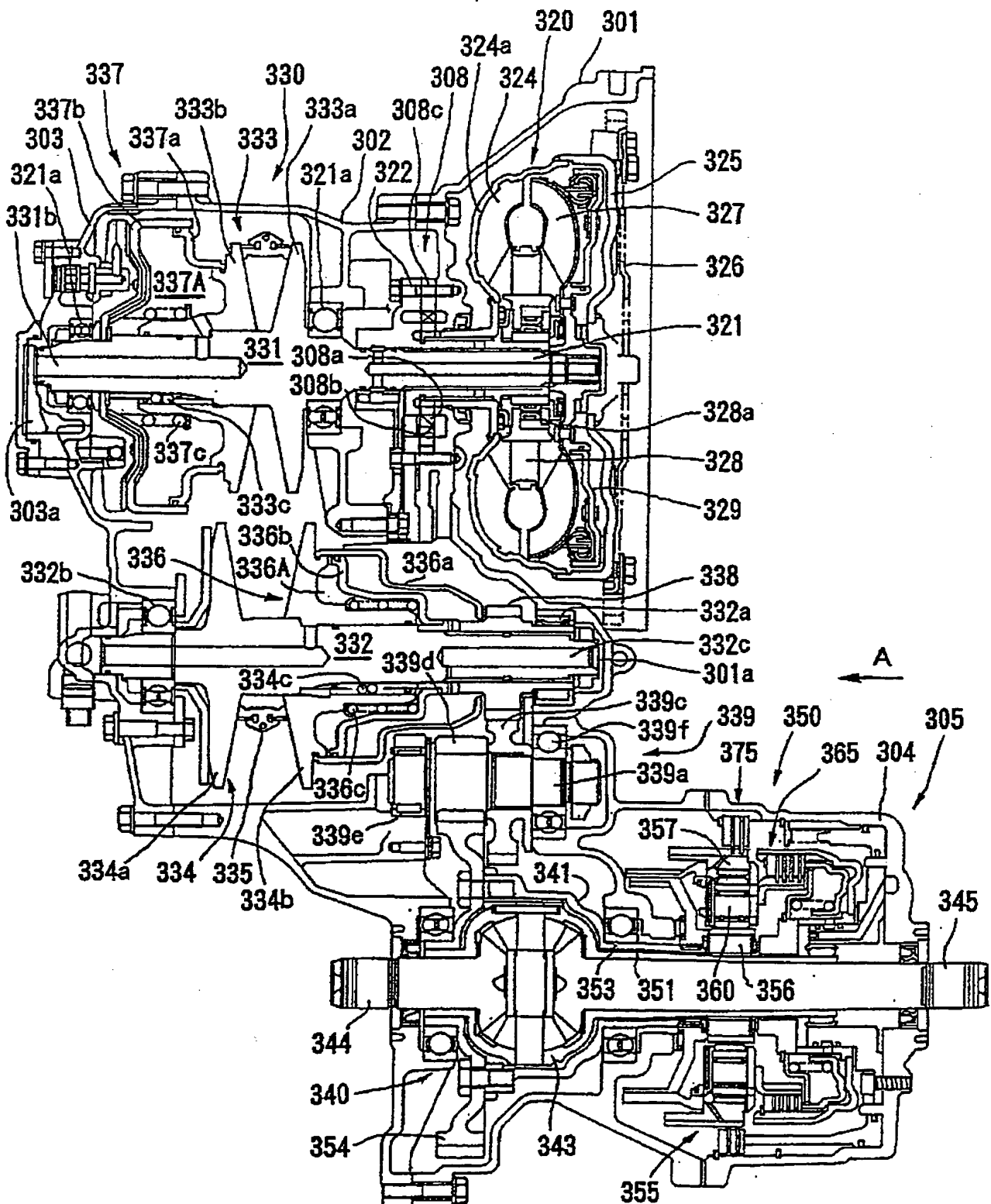
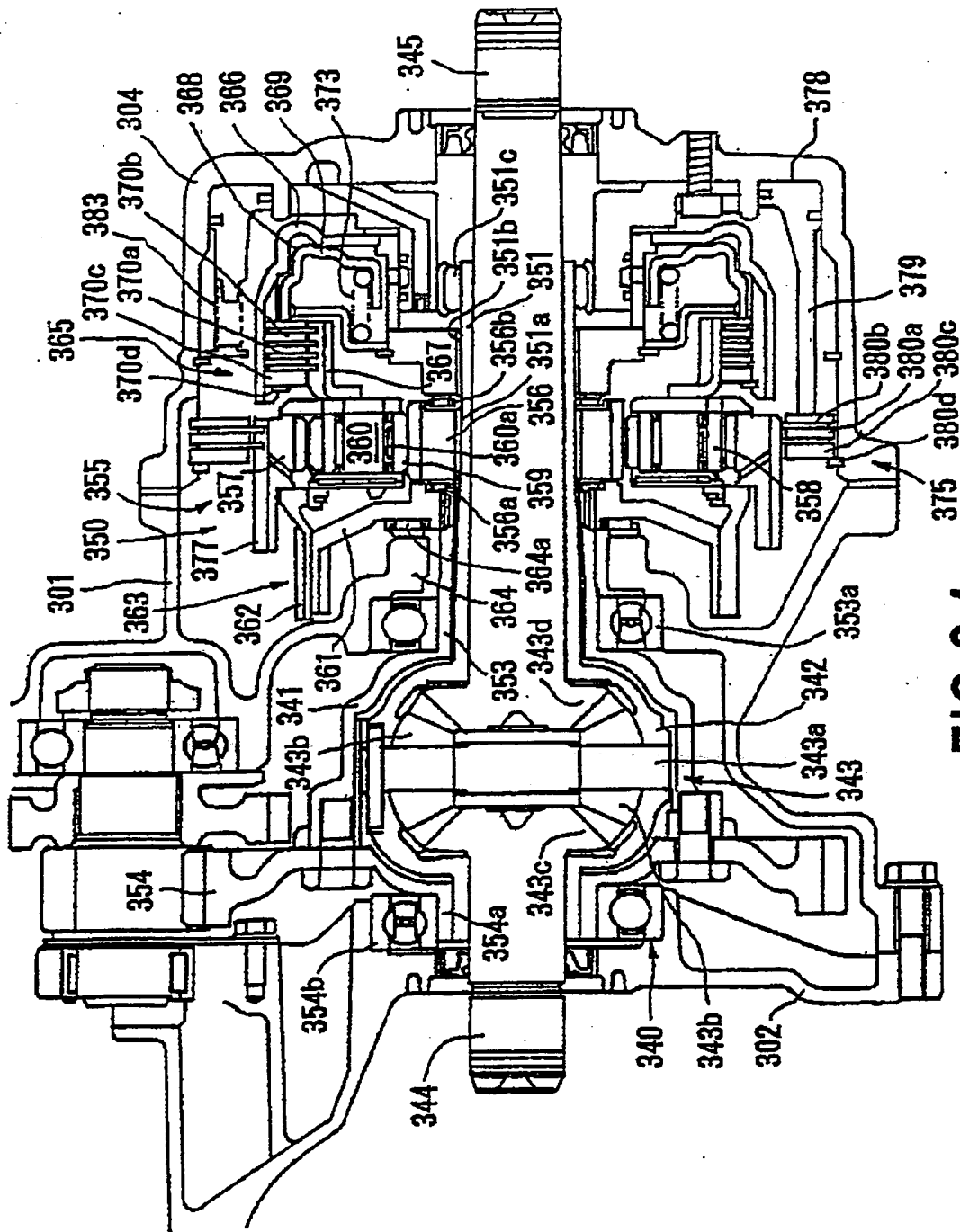
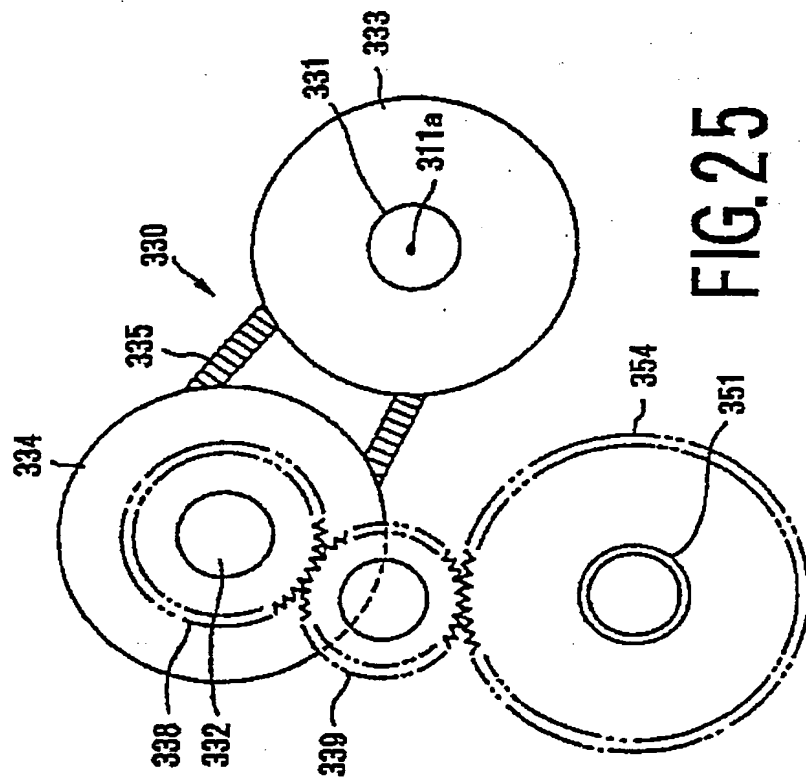


FIG. 23





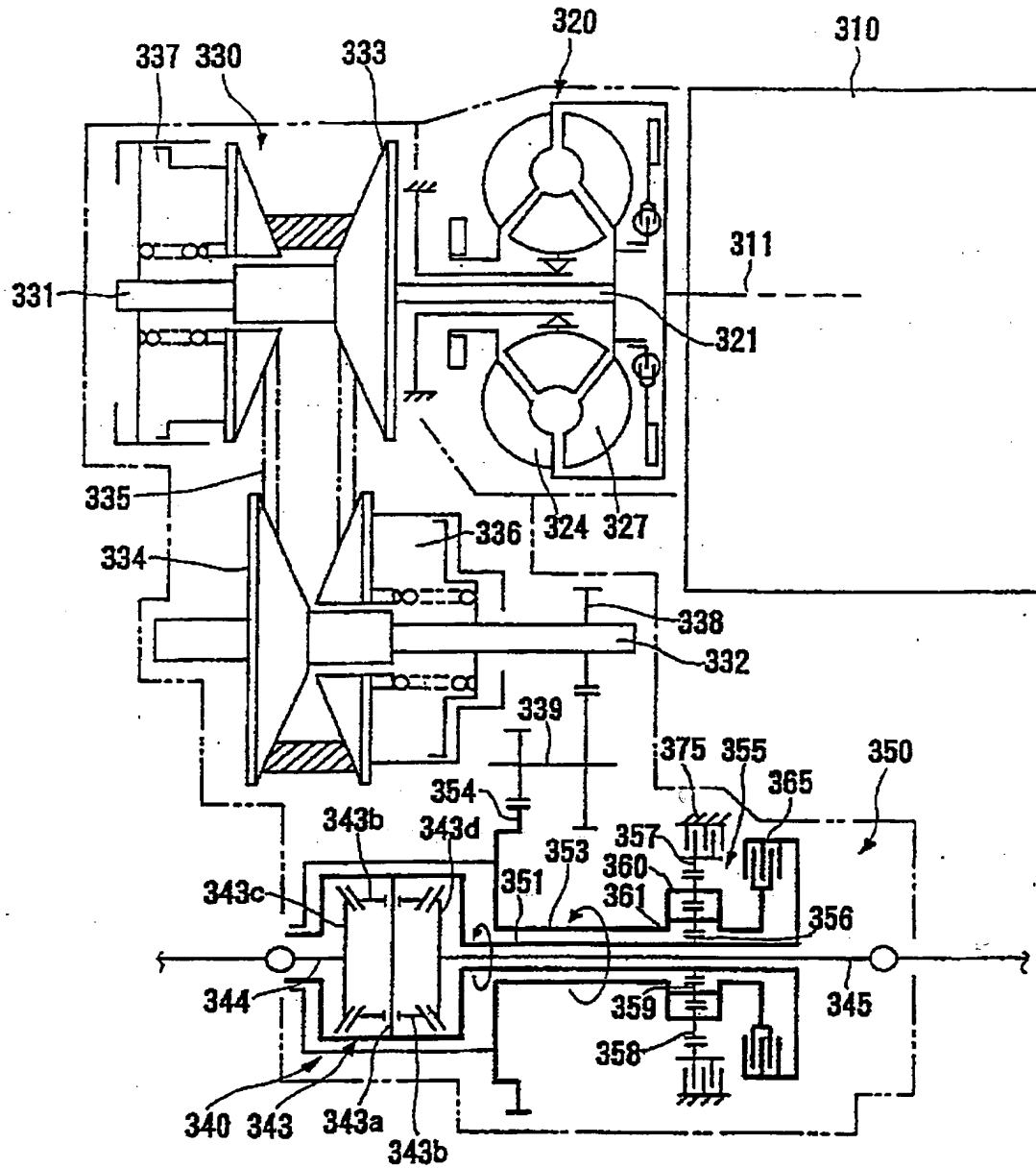


FIG. 26

-208-

DE 197 80 383 T1

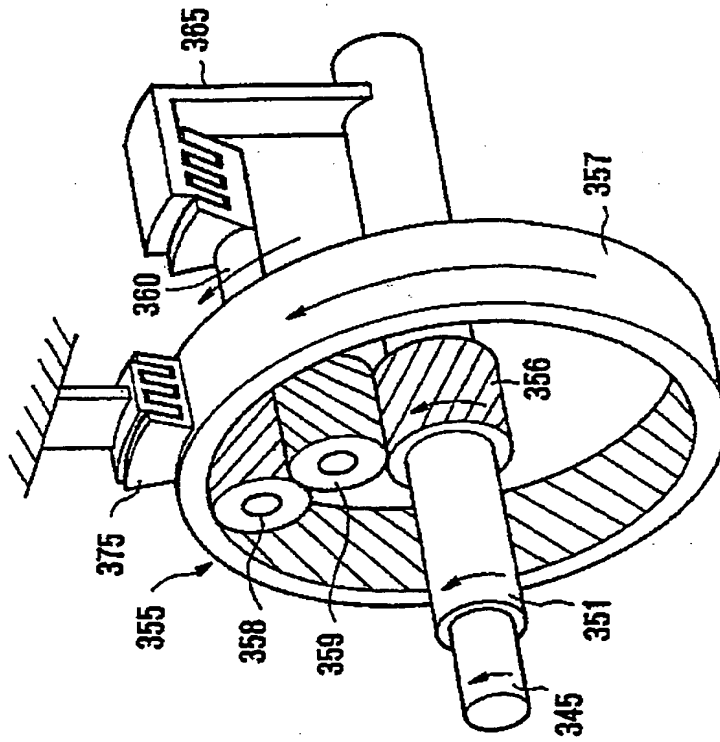


FIG. 27

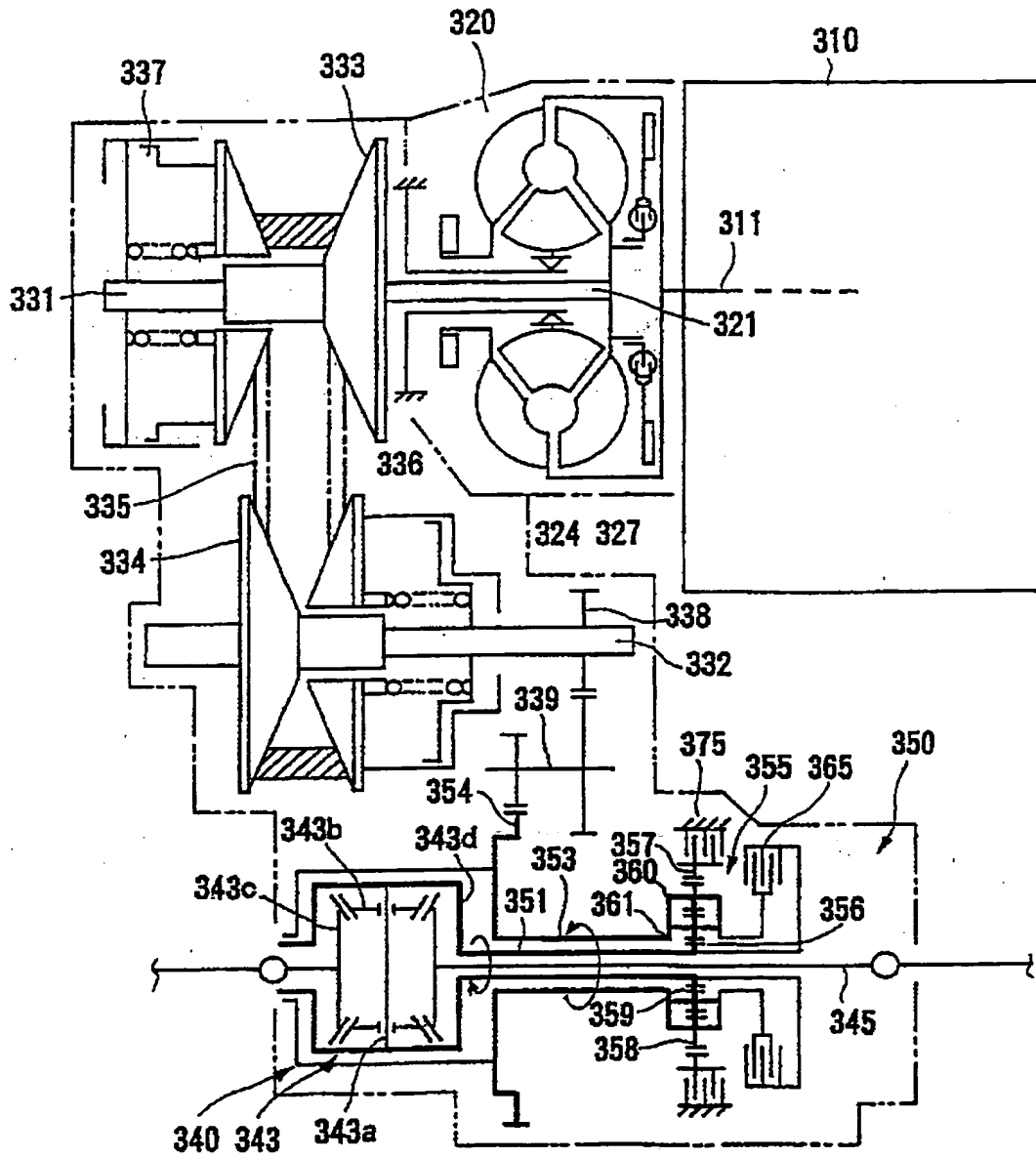


FIG.28

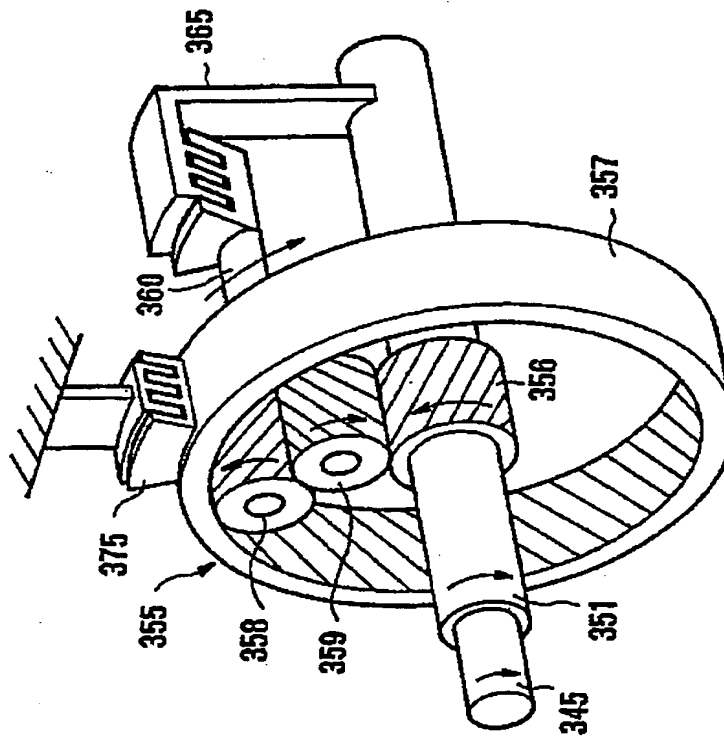


FIG. 29

- 211 -

DE 197 80 383 11

29/72

	Vorwärtsfahrt- stellung (D)	Rückwärtsfahrt- stellung (R)	Neutralstellung (N) Parkstellung (P)
erste Mehrscheiben- kupplung 365	○		
zweite Mehrscheiben- kupplung 375		○	

FIG. 30

- 212 -
30/72

DE 197 80 383 T1

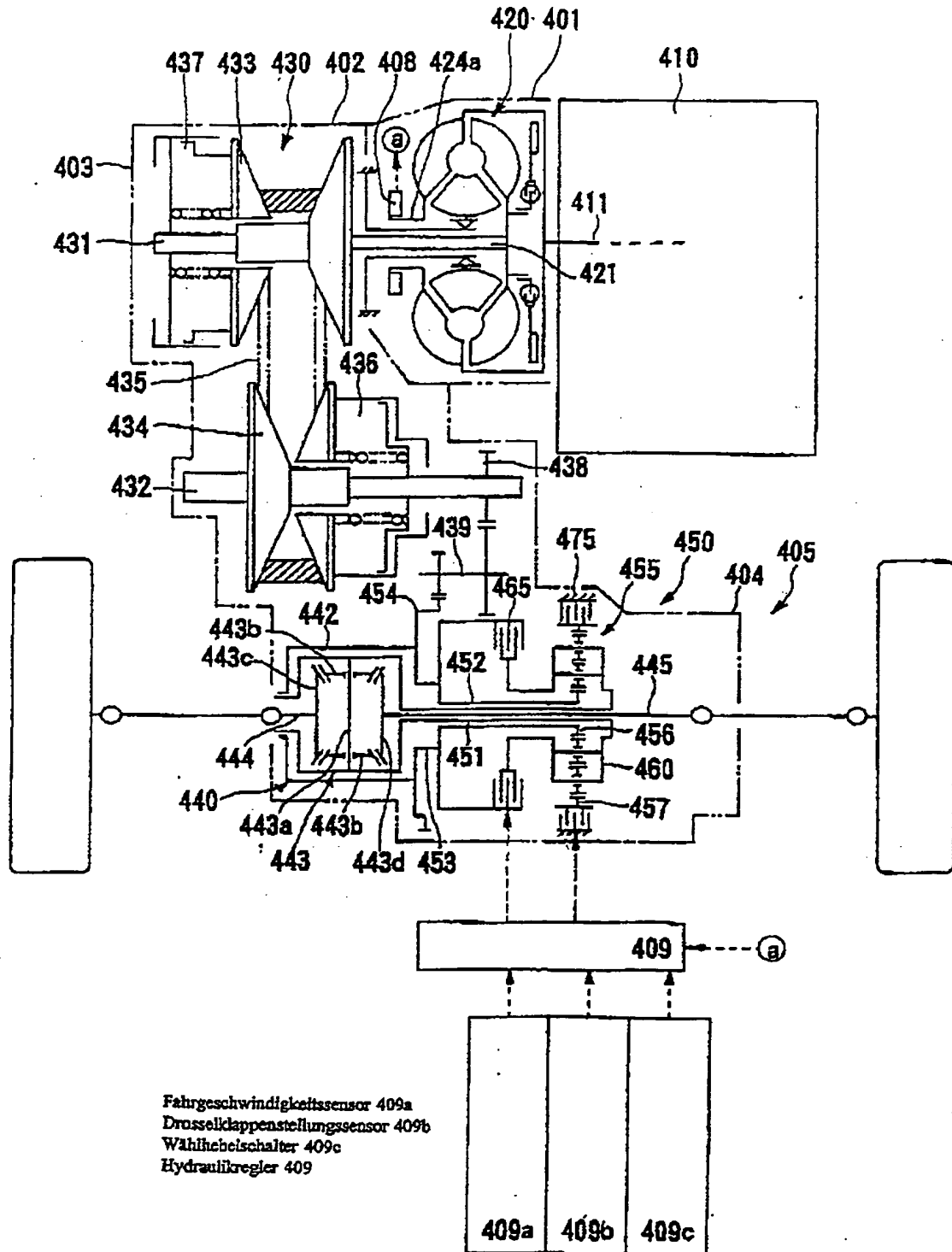


FIG. 31 (VIERTE AUSFÜHRUNG)

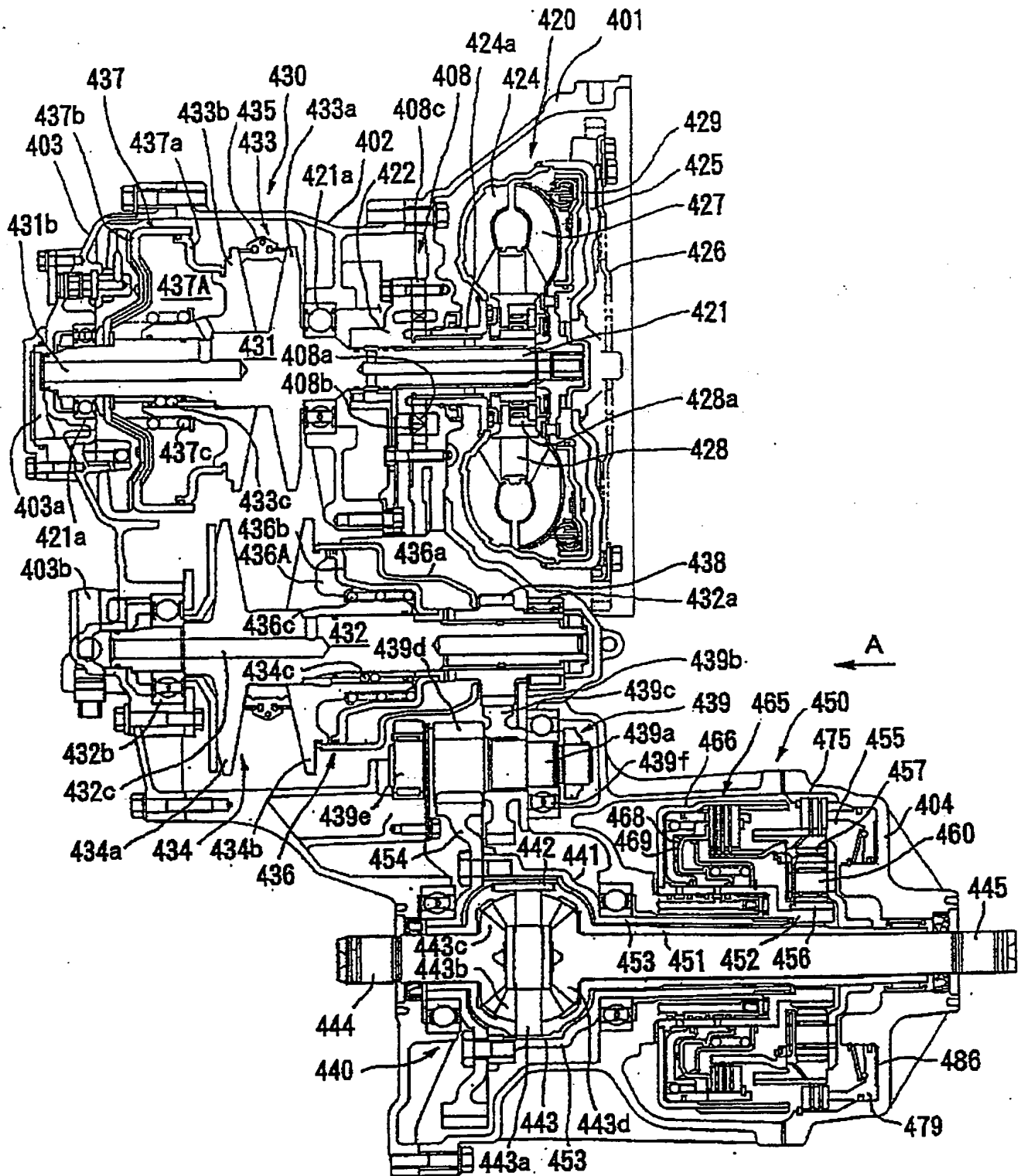


FIG. 32

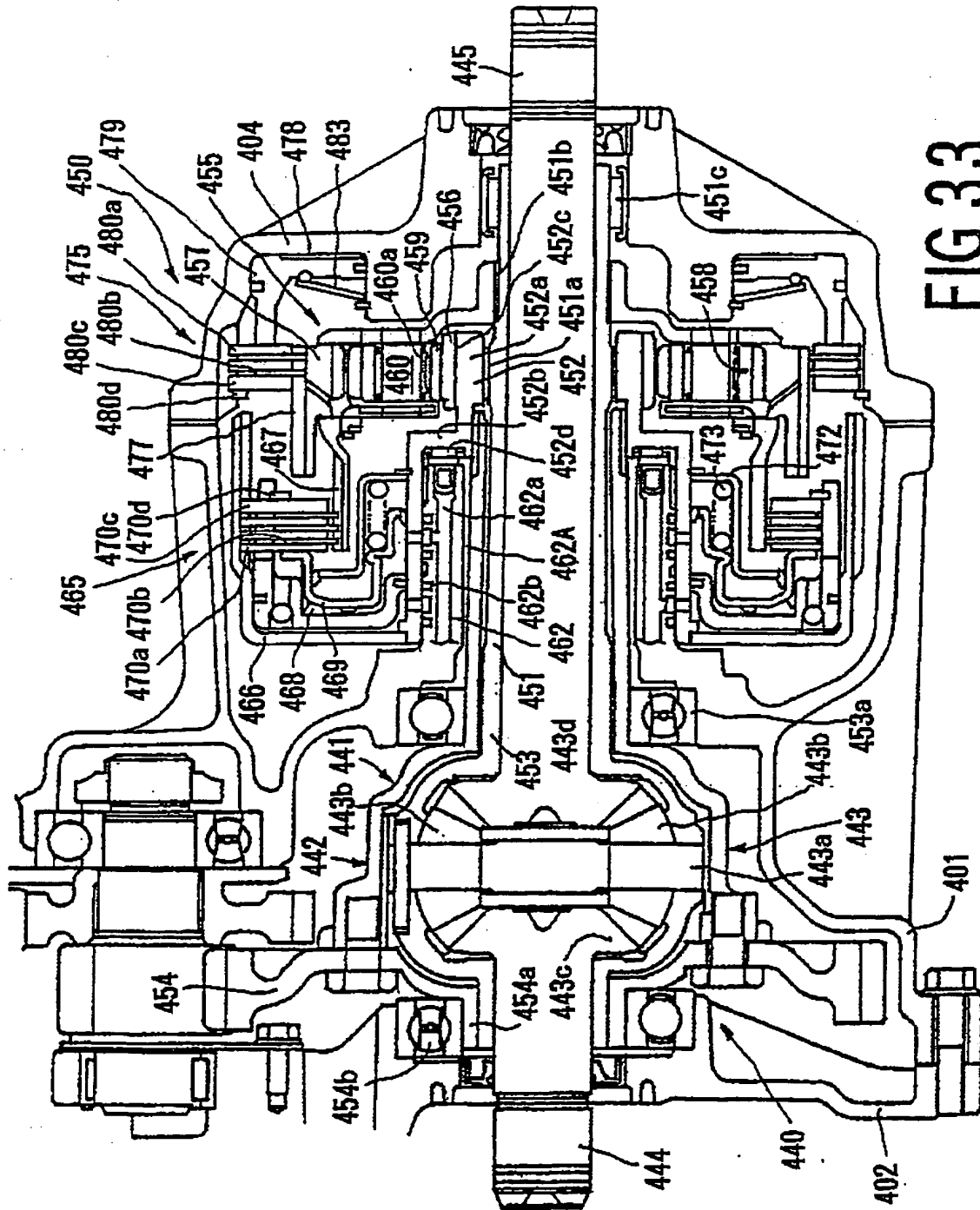


FIG. 33

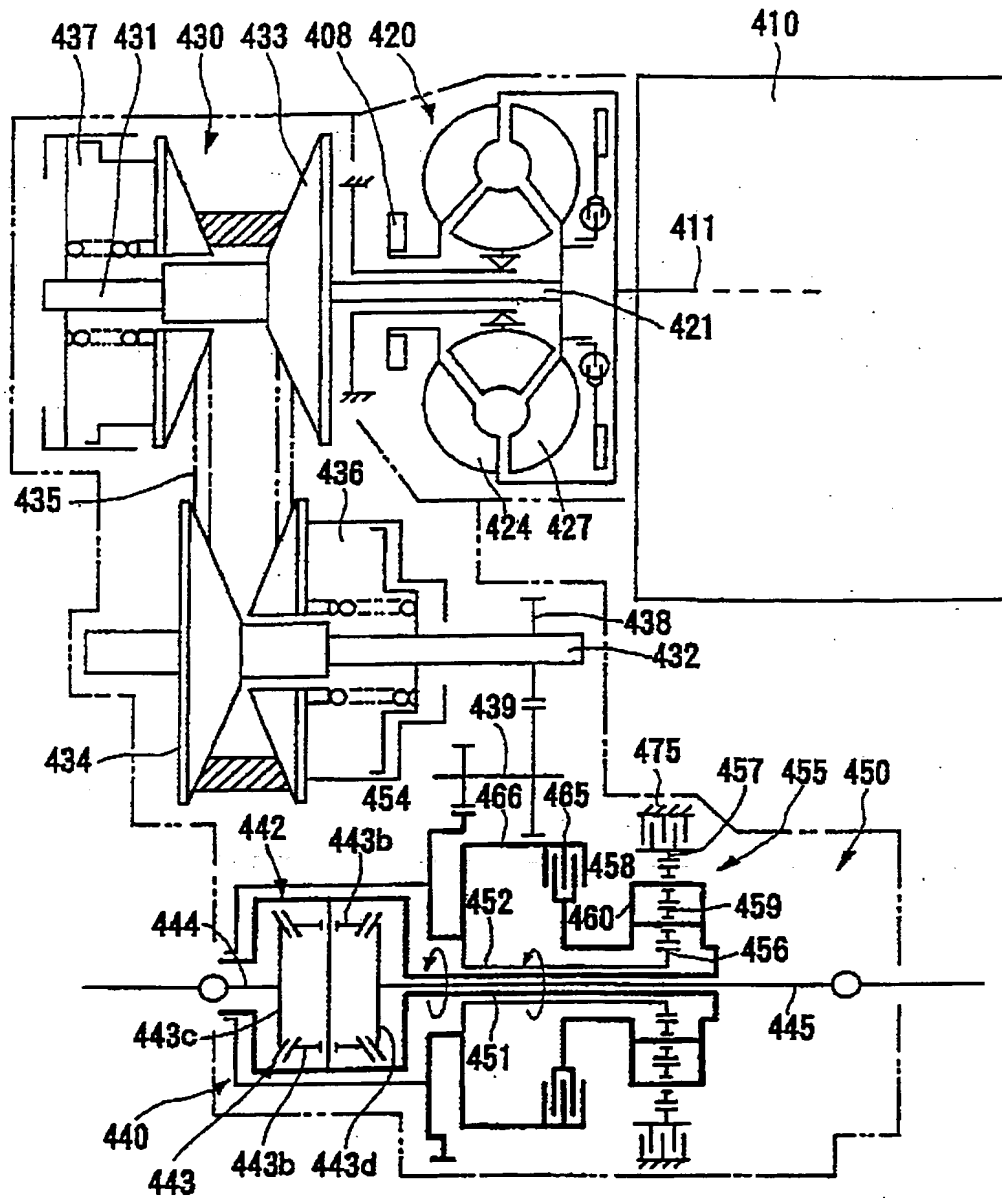


FIG. 34

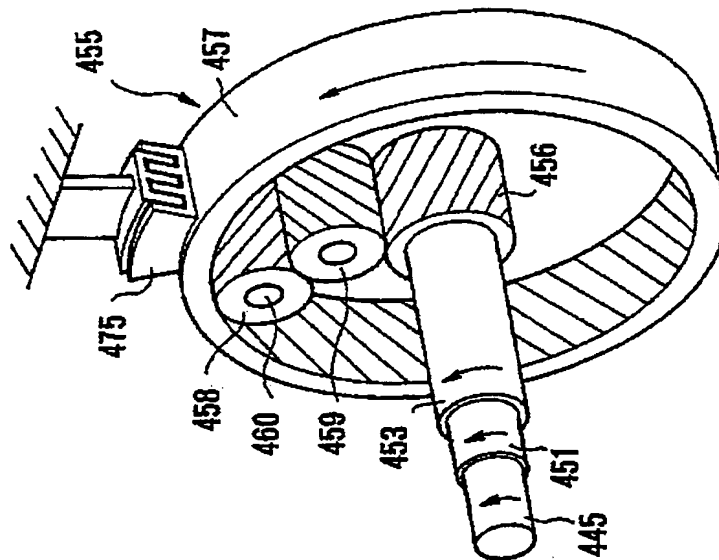


FIG. 35

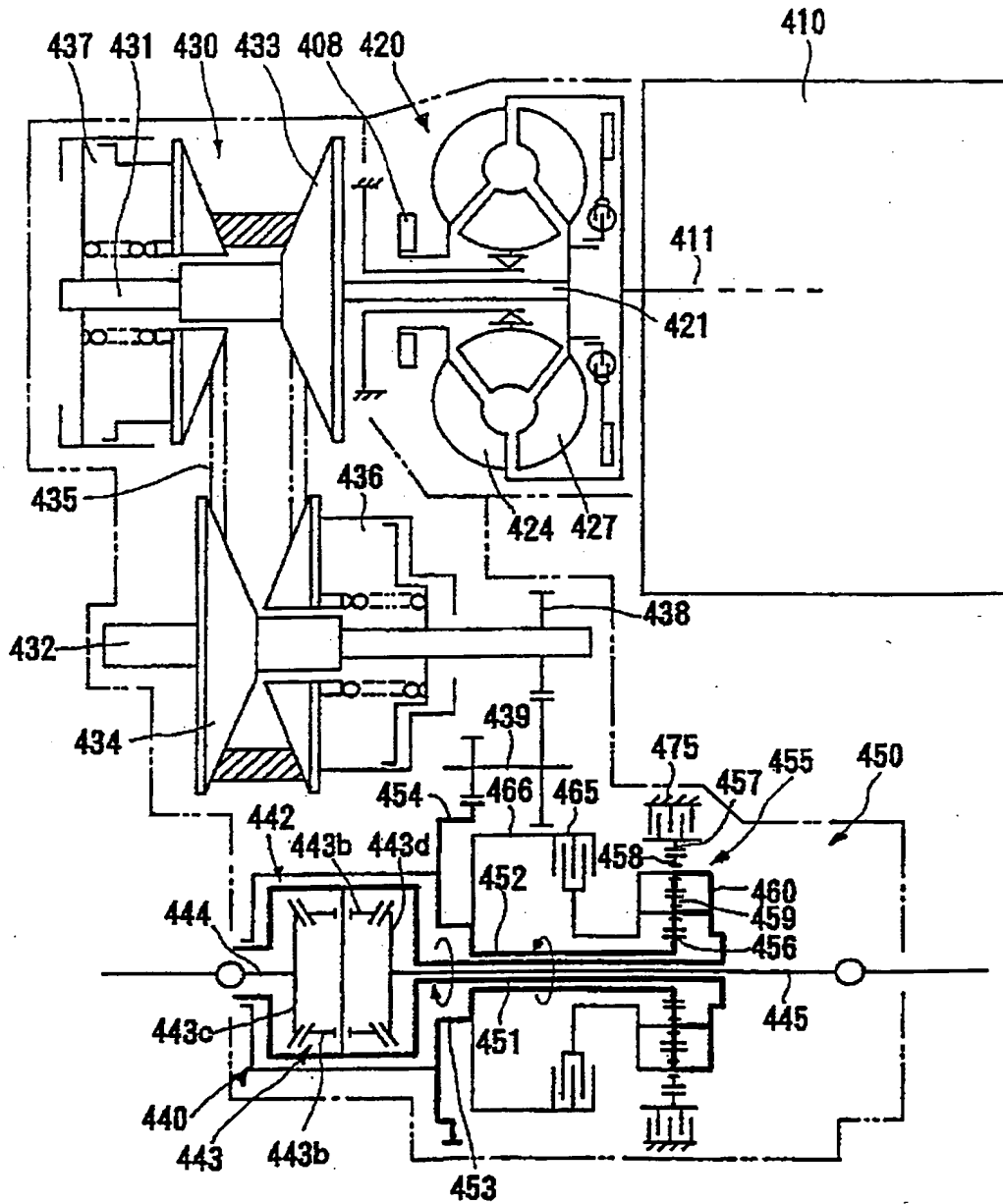


FIG. 36

-218-

DE 197 80 383 T1

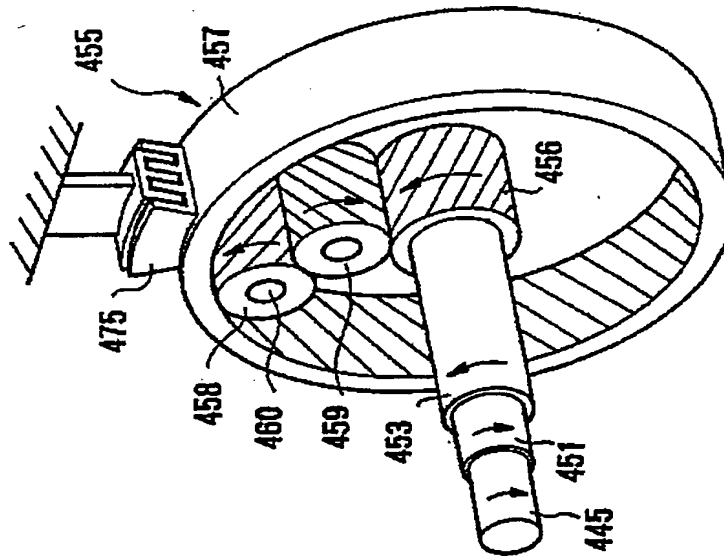


FIG. 37

- 219 -

DE 197 80 383 T1

37/72

	Vorwärtsfahrt- stellung (D)	Rückwärtsfahrt- stellung (R)	Neutralstellung (N) Parkstellung (P)
erste Mehrscheiben- kupplung 465	○		
zweite Mehrscheiben- kupplung 475		○	

FIG.38

38/72

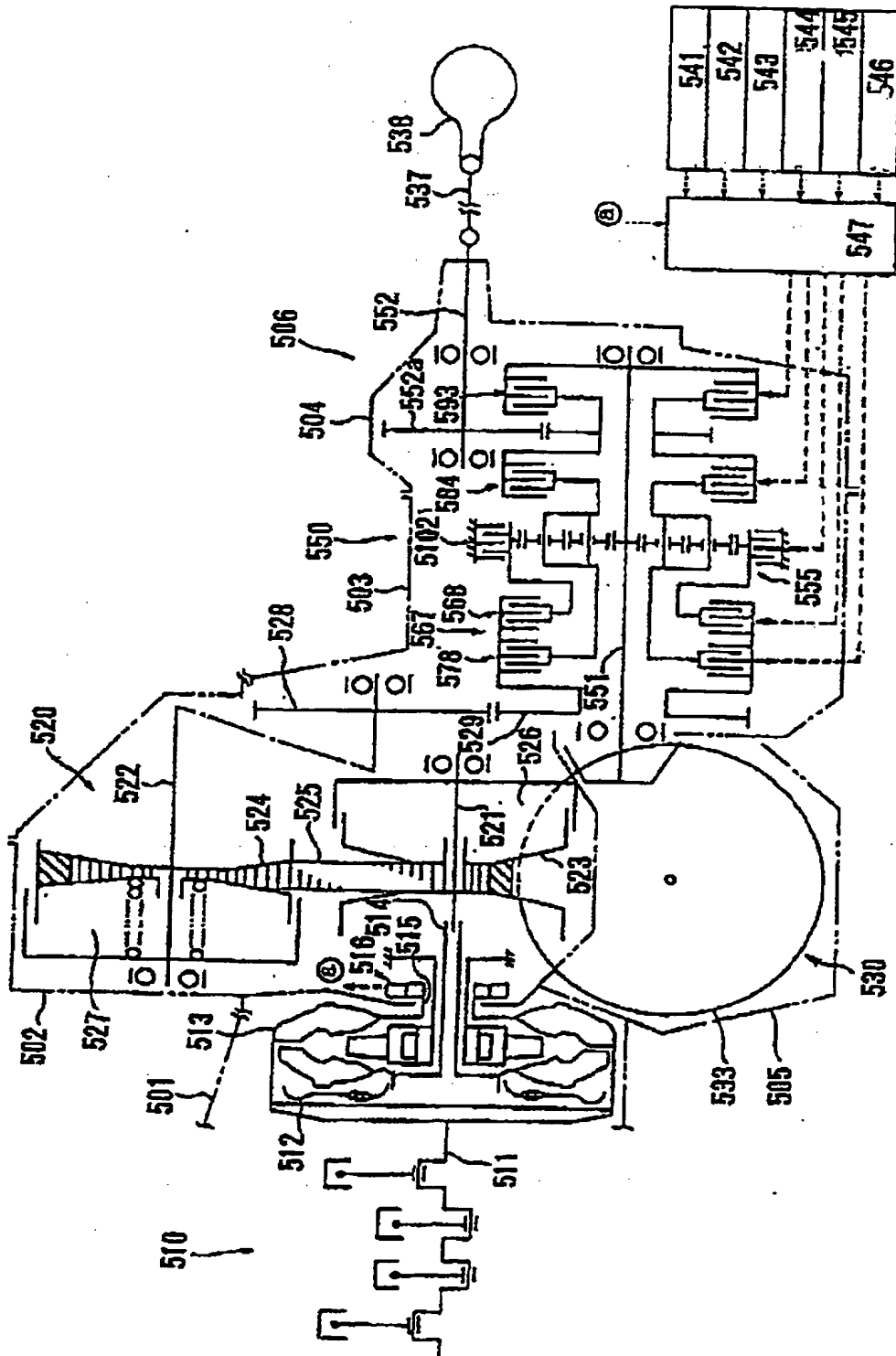
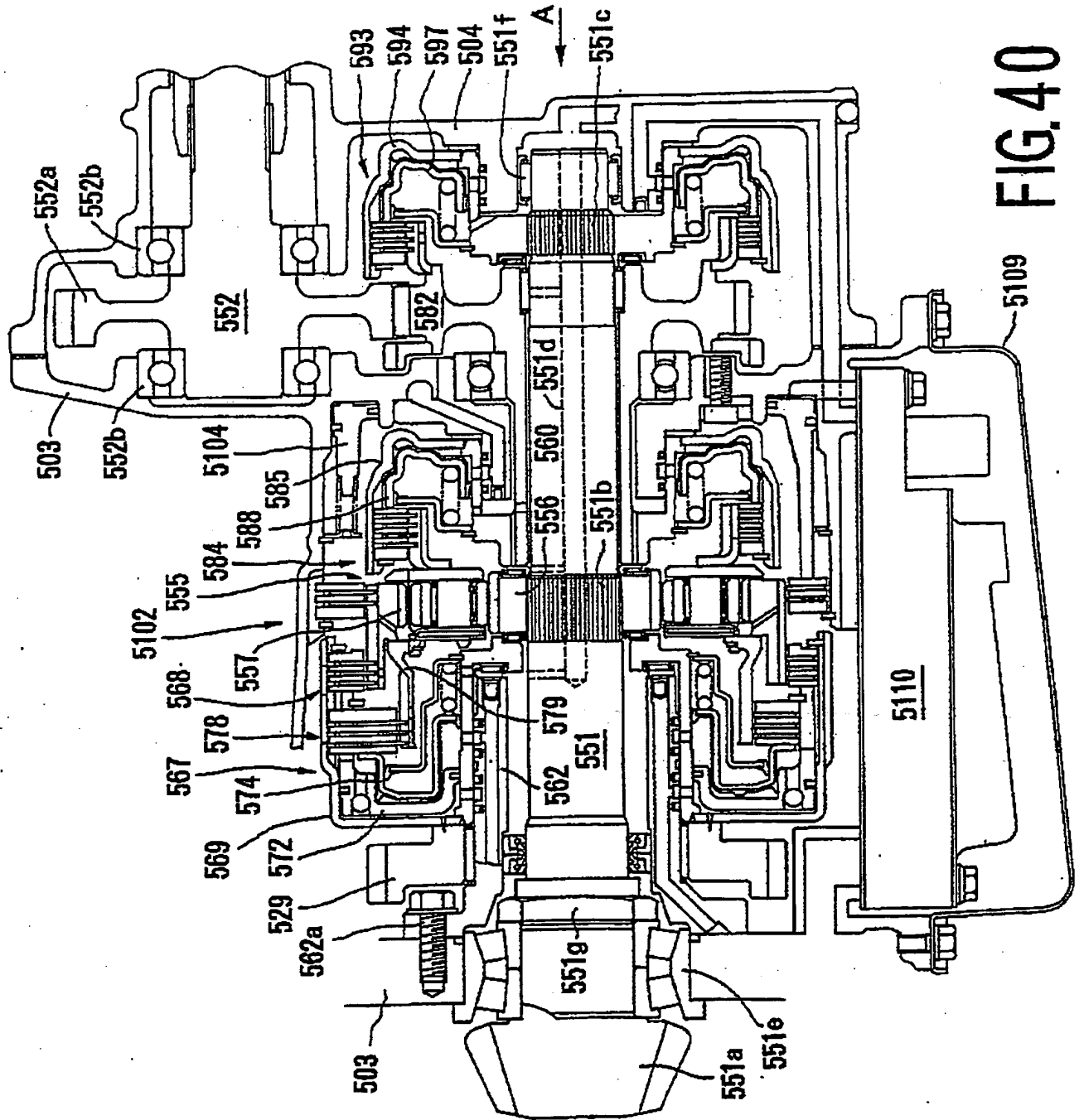


FIG. 39

(FÜNFTE AUSFÜHRUNG)

- Fahrgeschwindigkeitssensor 541
- Drosselklappenstellungssensor 542
- Wählhebelhalter 543
- Vorderraddrehzahlsensor 544
- Hinterraddrehzahlsensor 545
- Lenkwinkelsensor 546
- Hydraulikregler 547



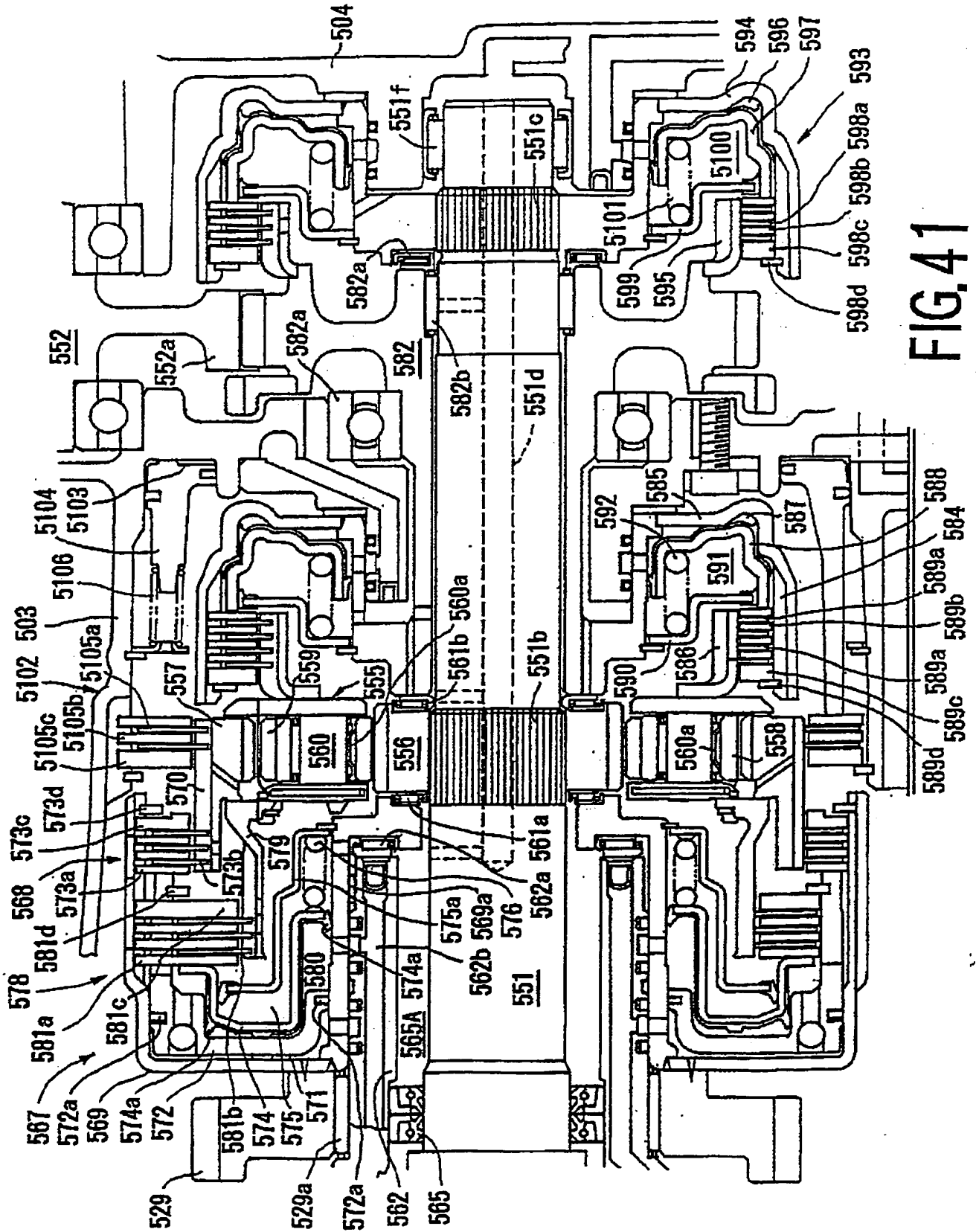


FIG. 41

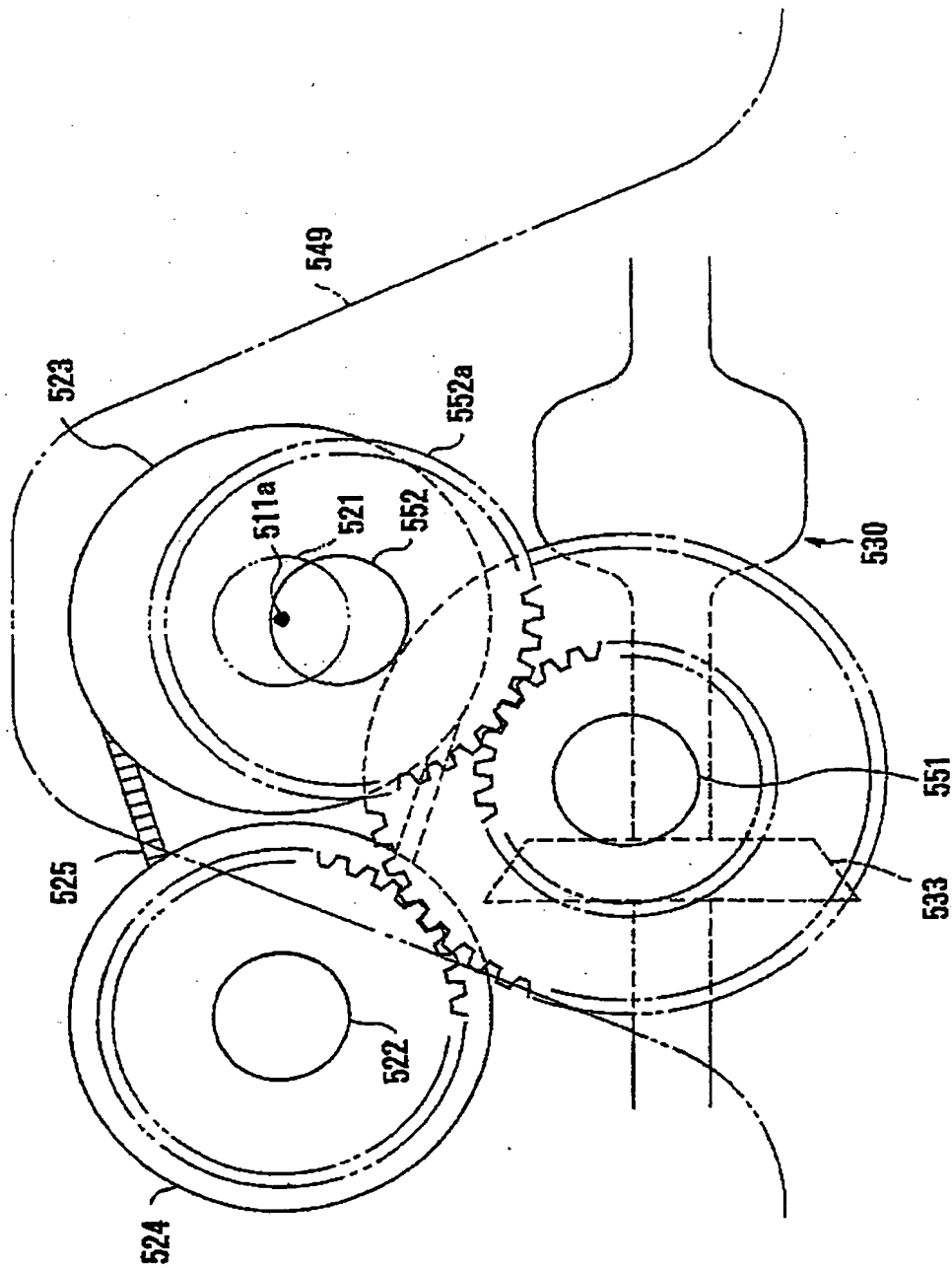


FIG. 42

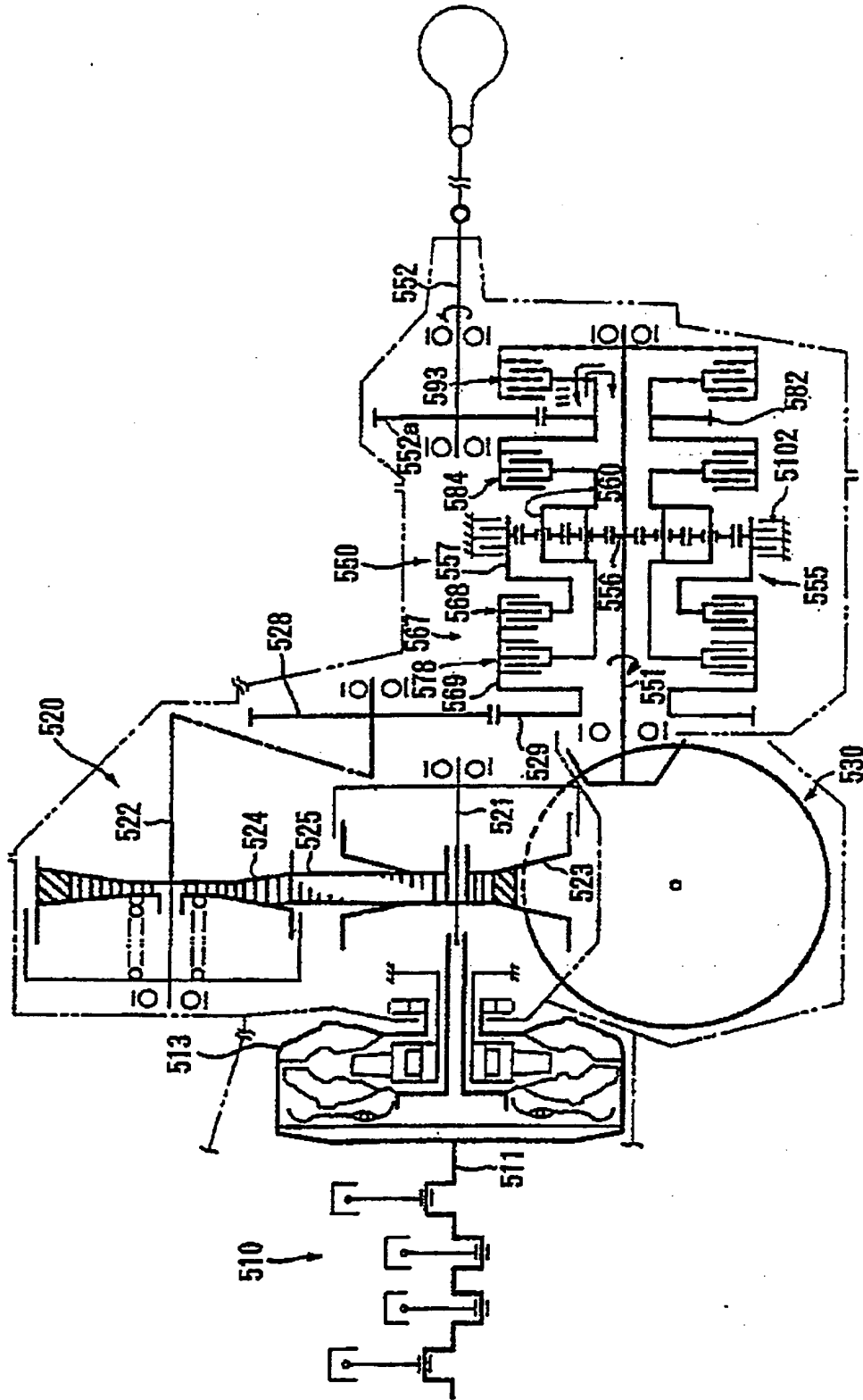


FIG.43

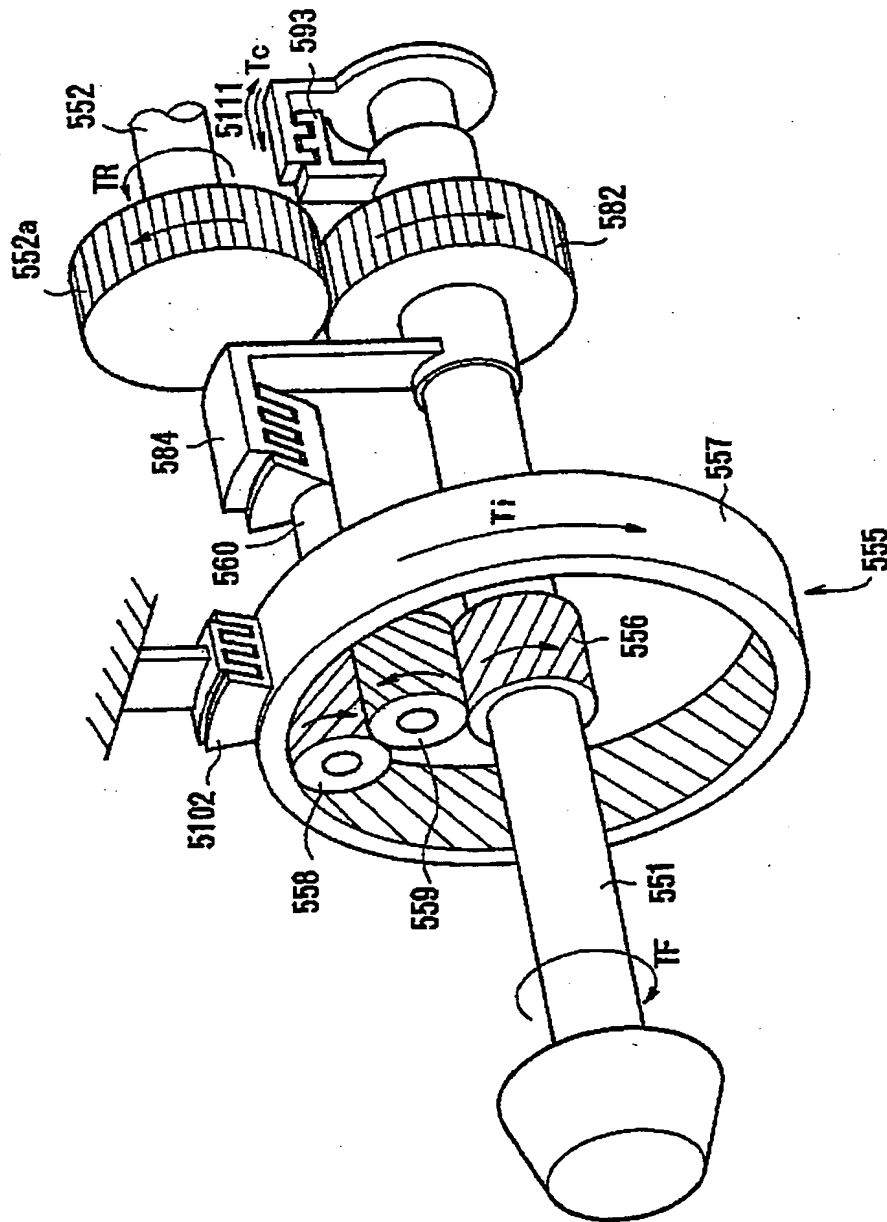


FIG. 44

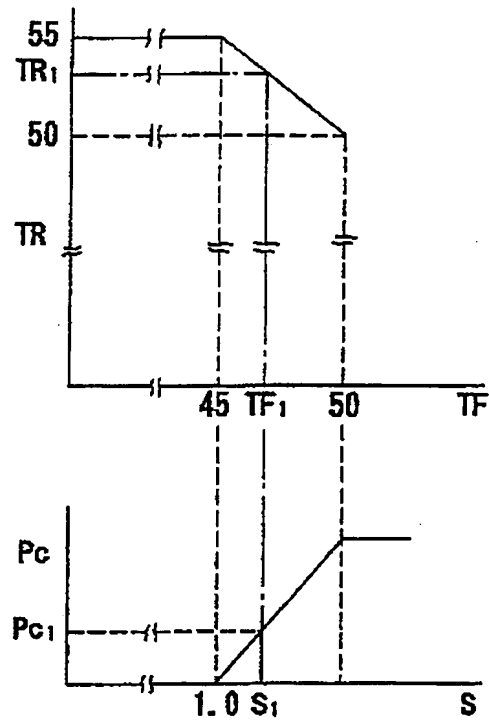
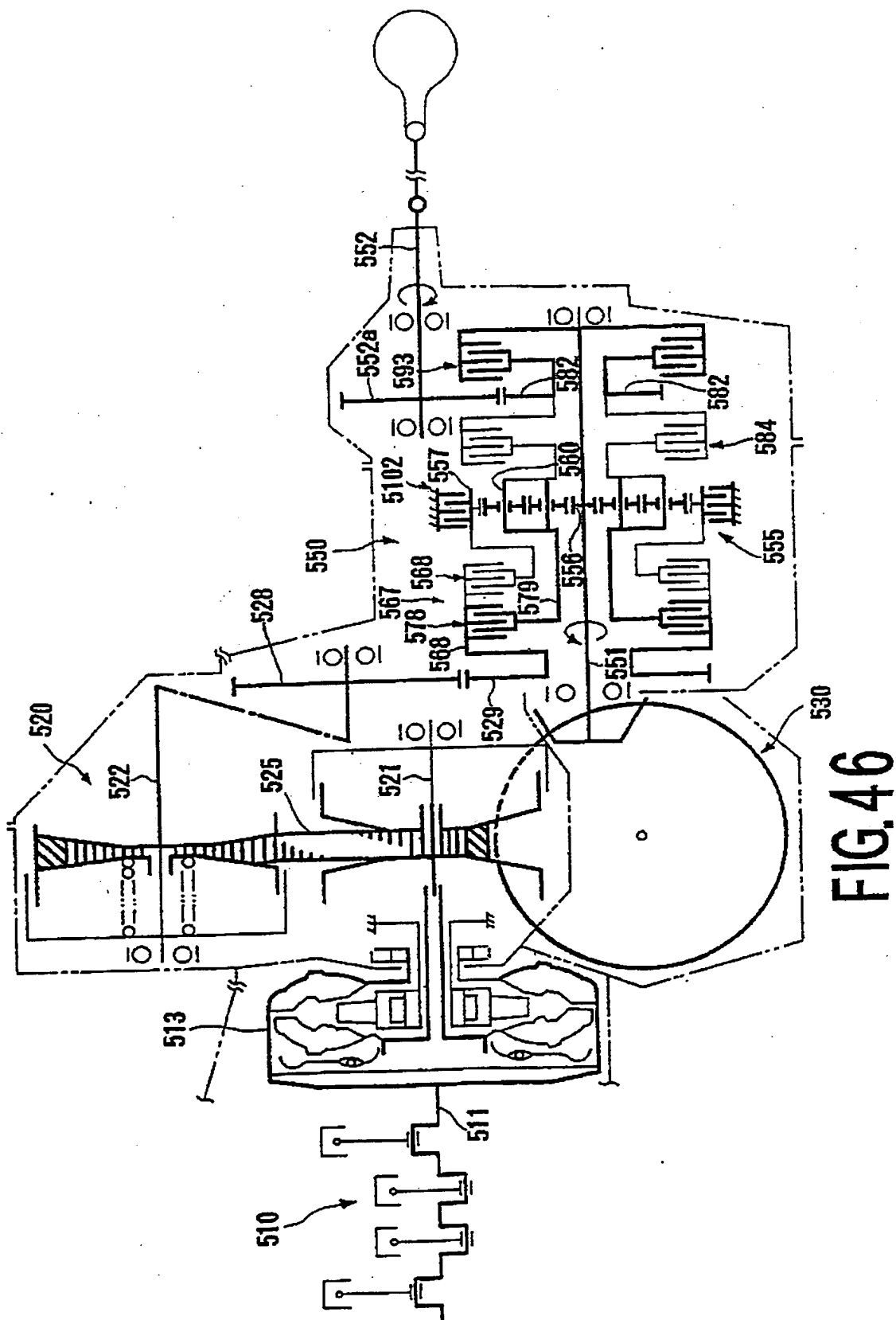


FIG.45



- 229 -

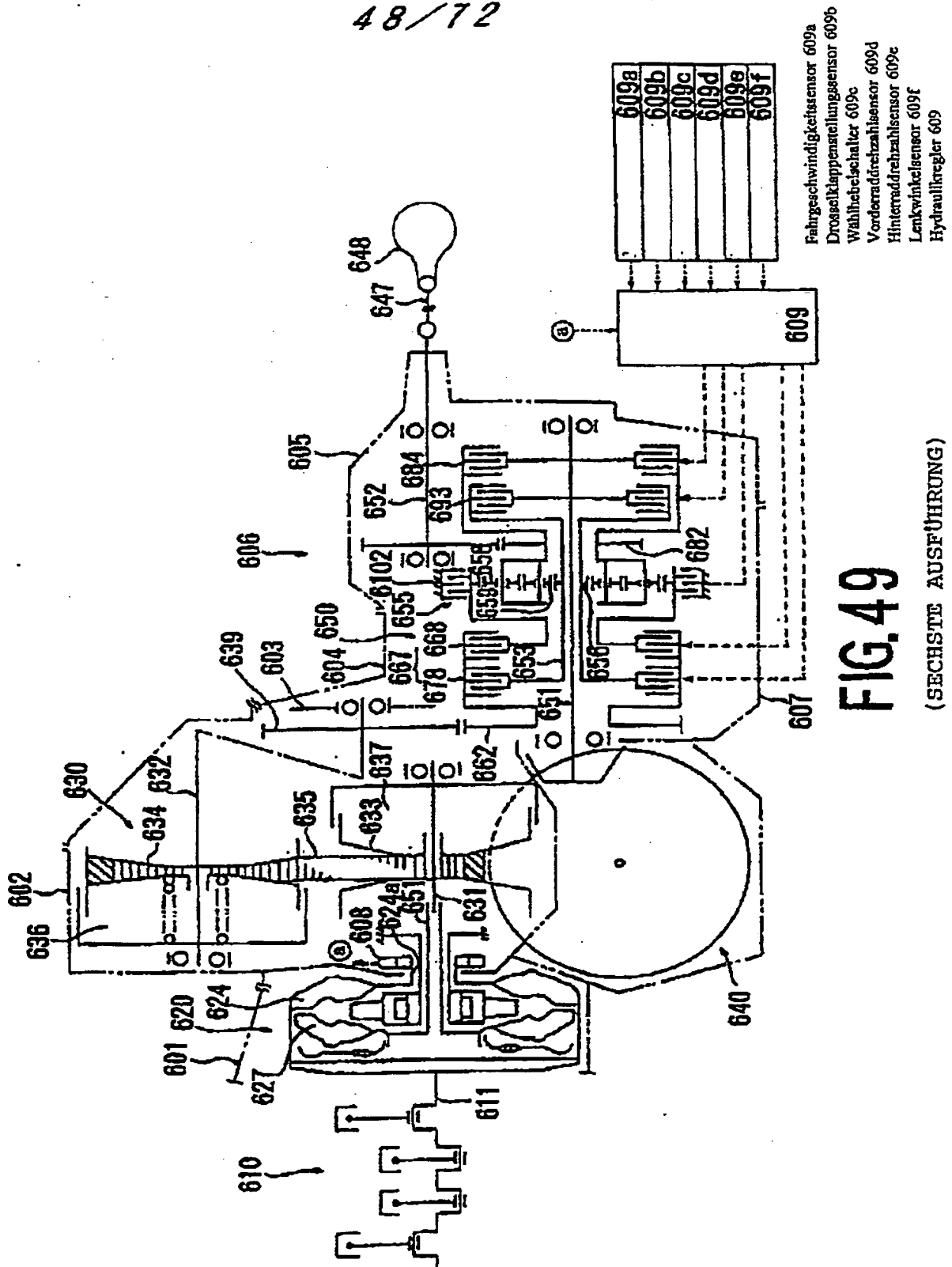
DE 197 80 383 T1

47/72

	Vorwärtsfahrt- stellung (D)	Rückwärtsfahrt- stellung (R)	Neutralstellung (N) Parkstellung (P)
erste Mehrscheiben- kupplung 568	○		
zweite Mehrscheiben- kupplung 578		○	
dritte Mehrscheiben- kupplung 584	○		
vierte Mehrscheiben- kupplung 593	(○)	○	
fünfte Mehrscheiben- kupplung 5102		○	

FIG 48

48/72



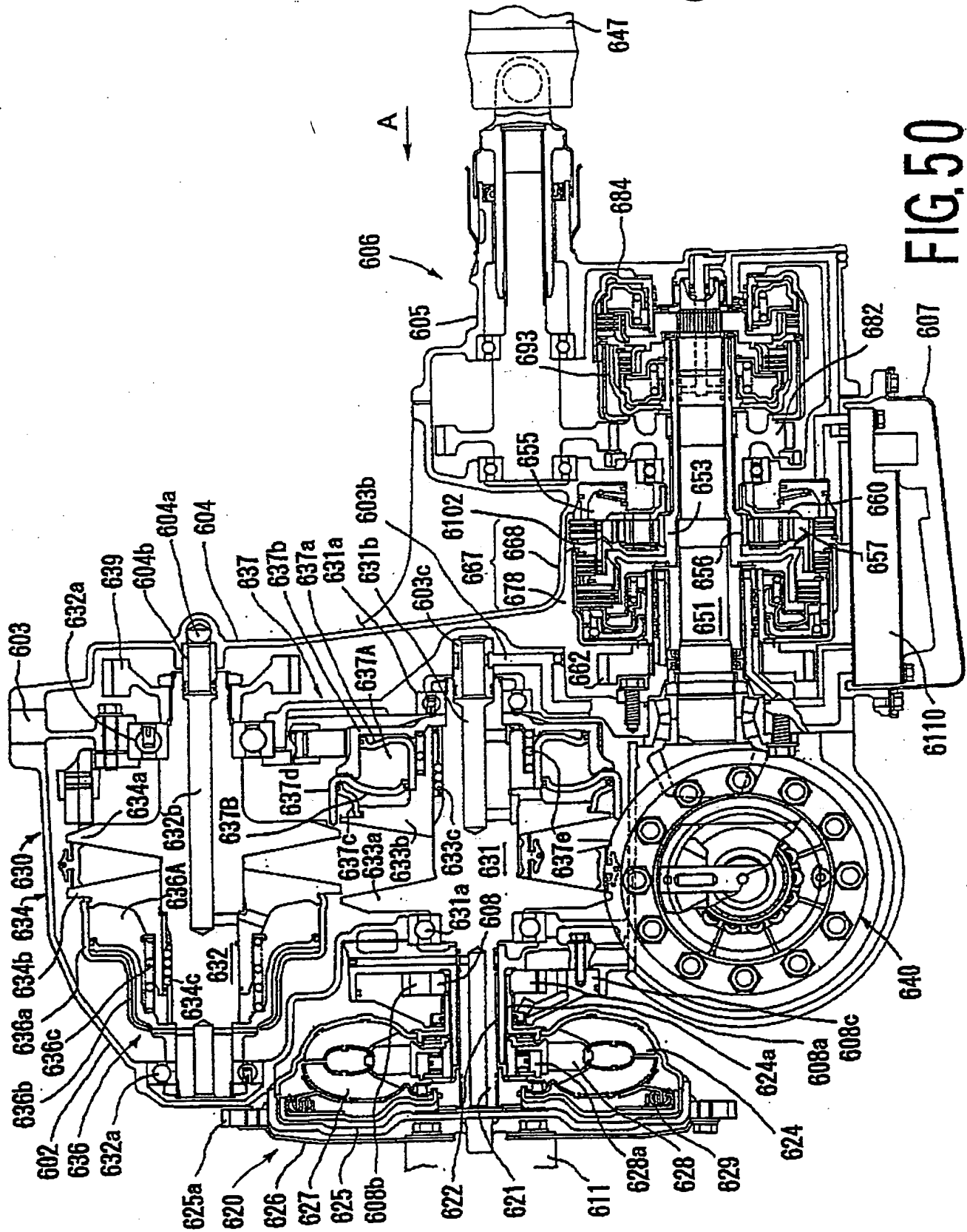


FIG. 50

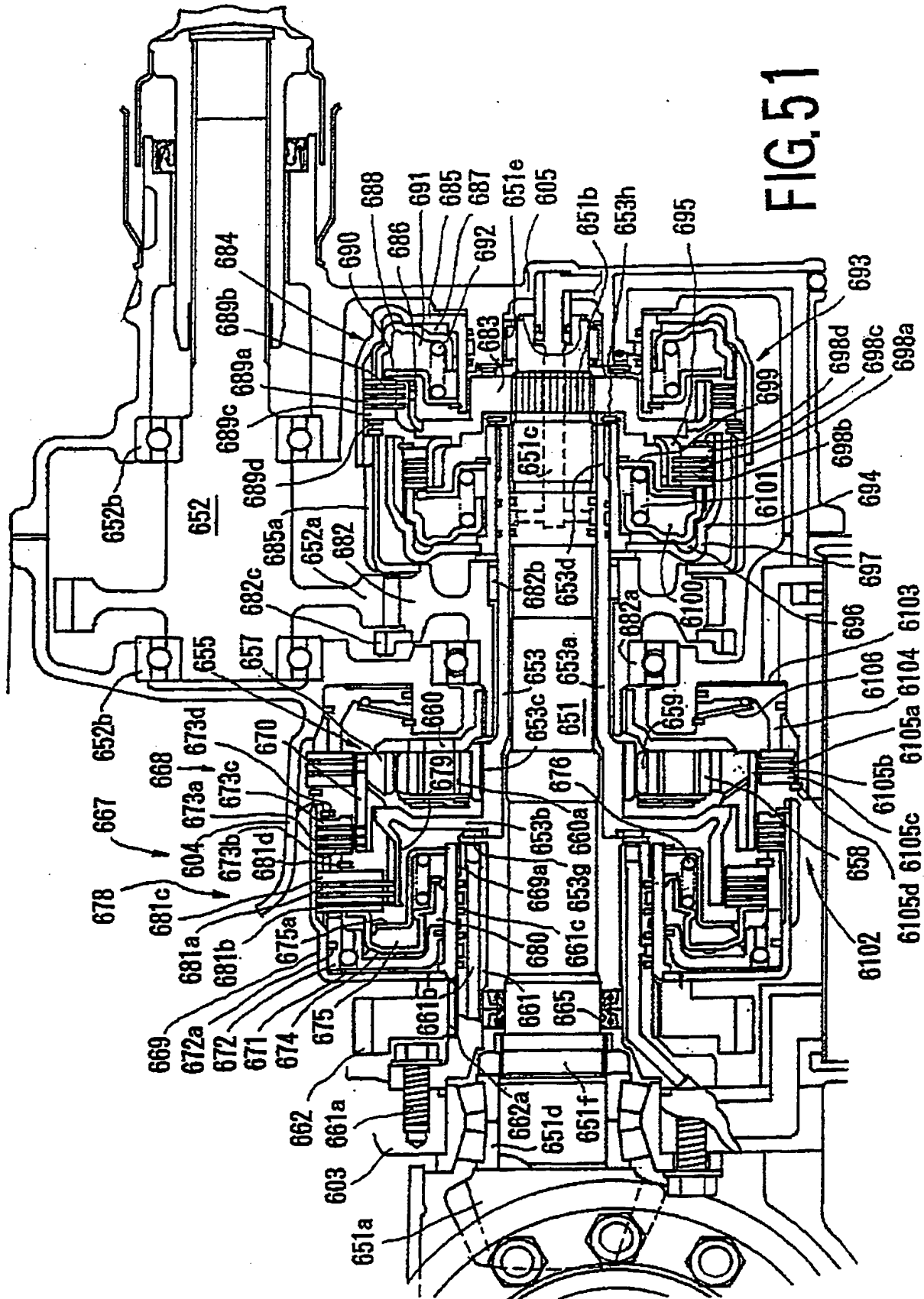


FIG. 51

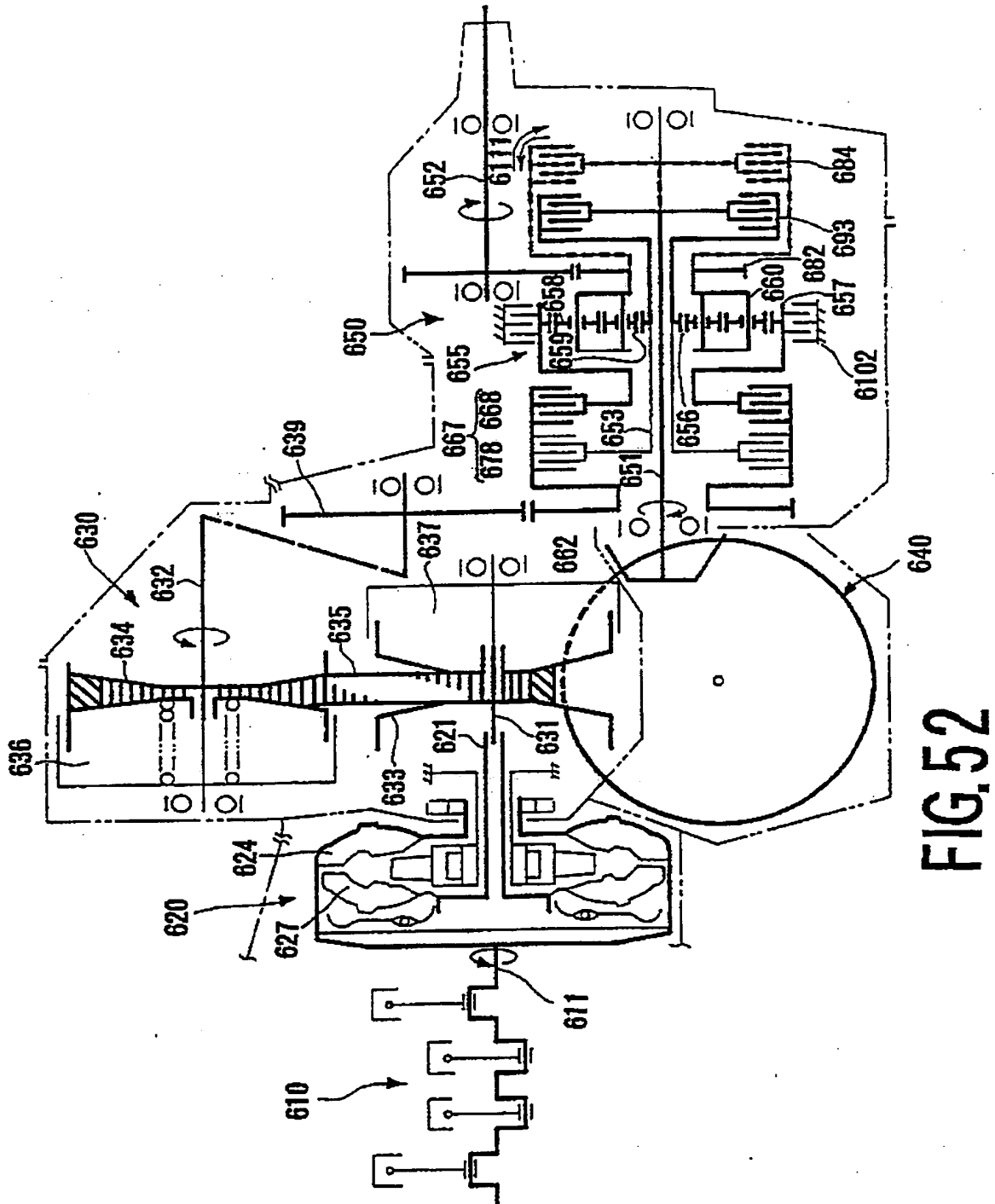


FIG. 52

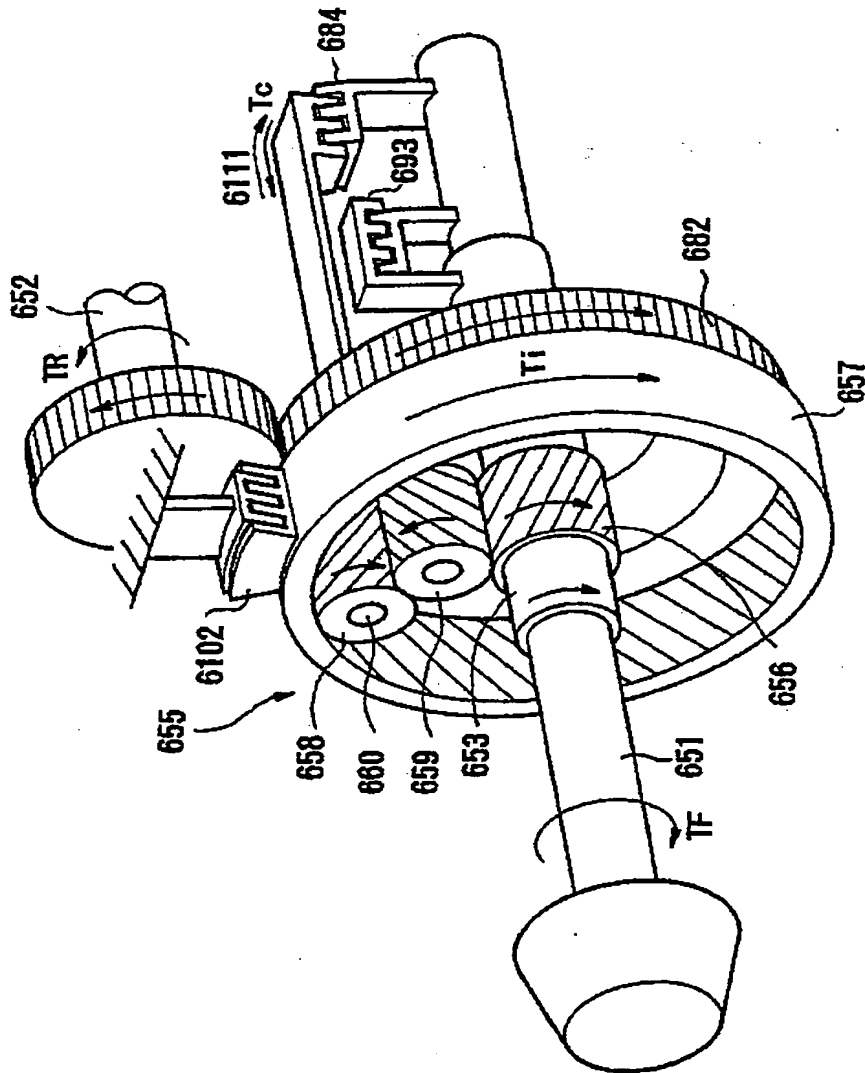


FIG. 53

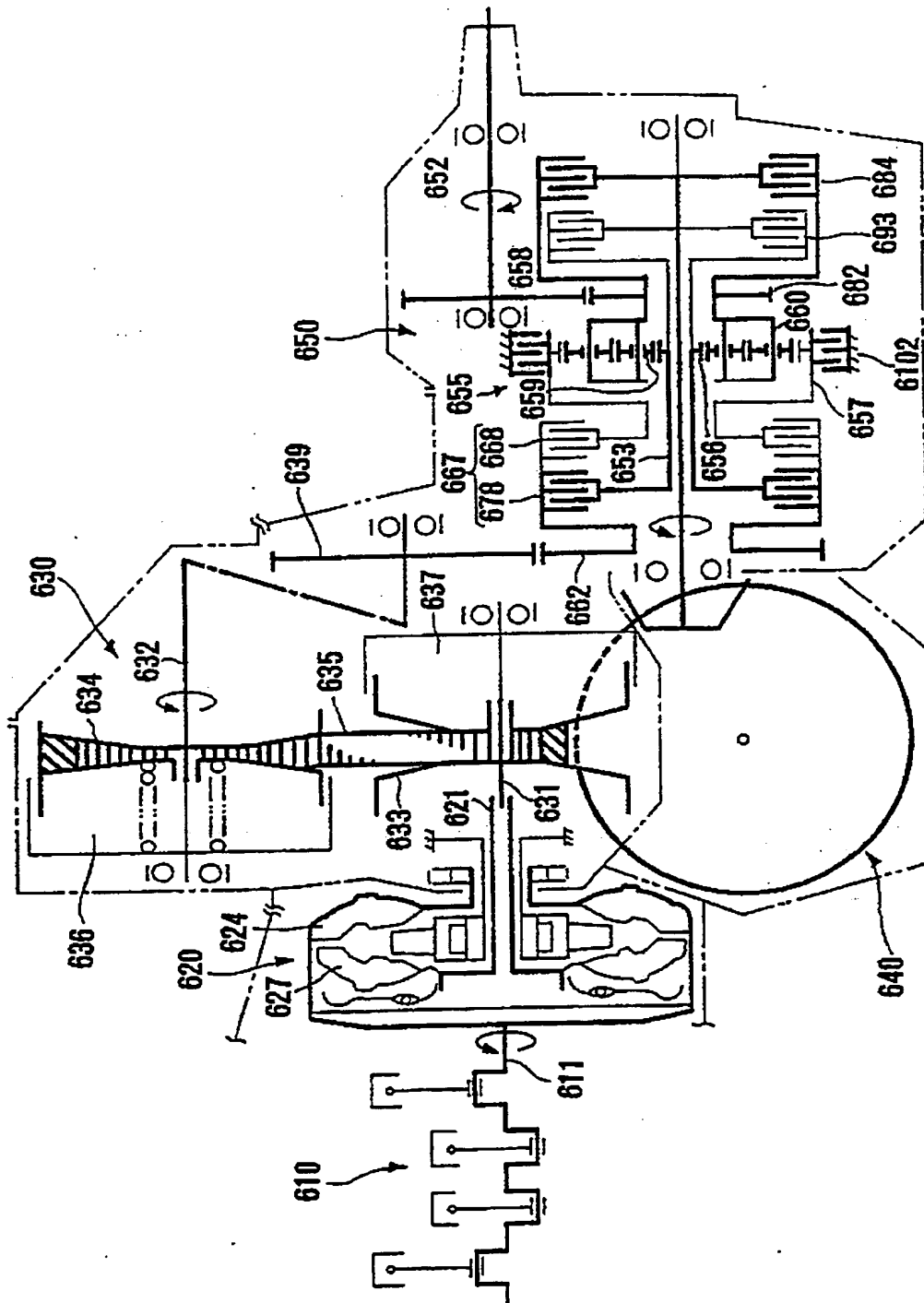


FIG. 54

55/72

	Vorwärtsfahrt- stellung (D)	Rückwärtsfahrt- stellung (R)	Neutralstellung (N) Parkstellung (P)
erste Mehrscheiben- kupplung 668	○		
zweite Mehrscheiben- kupplung 678		○	
dritte Mehrscheiben- kupplung 684	(○)	○	
vierte Mehrscheiben- kupplung 693	○		
fünfte Mehrscheiben- kupplung 6102		○	

FIG. 56

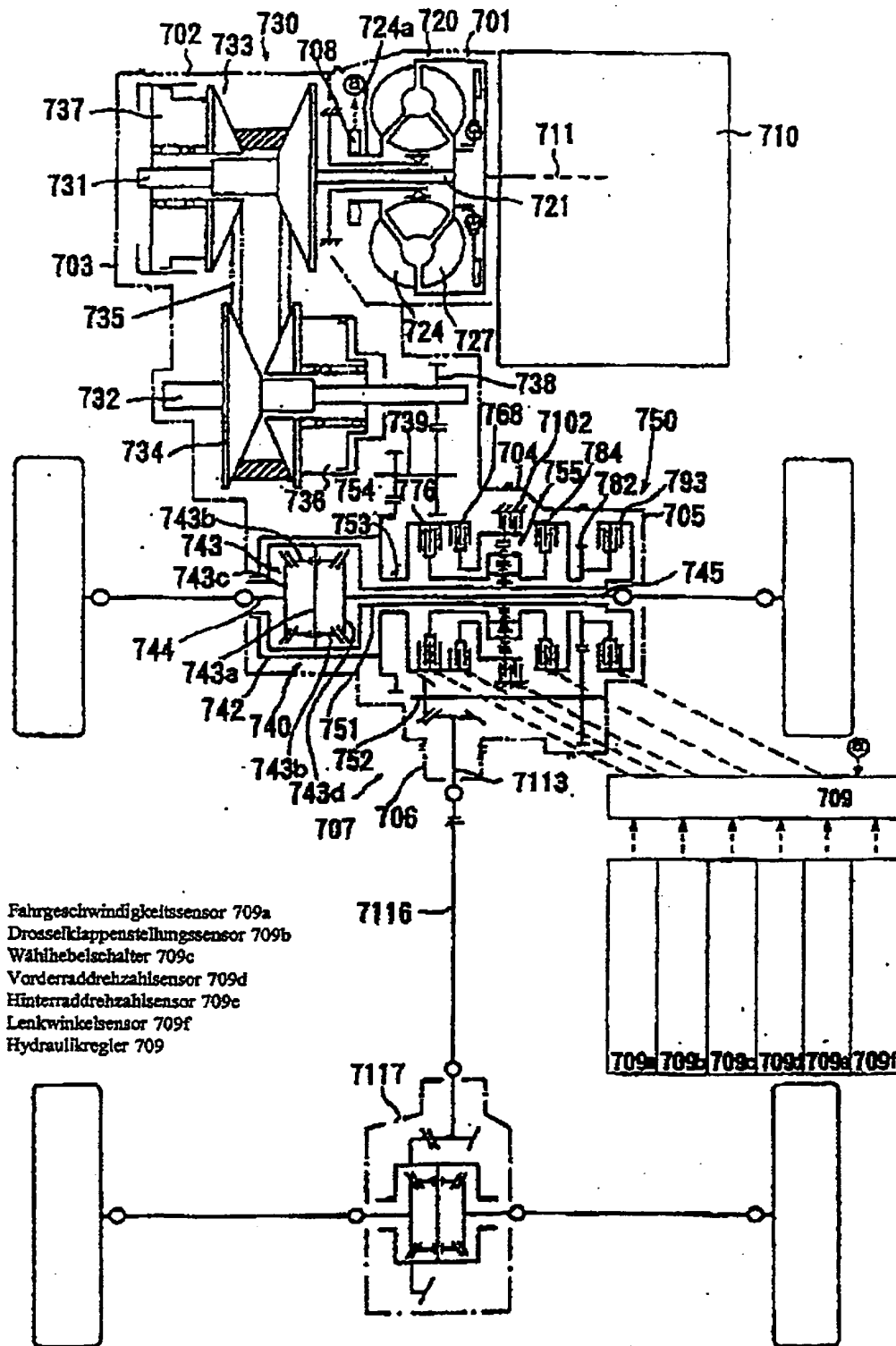


FIG. 57

(SIEBTE AUSFÜHRUNG)

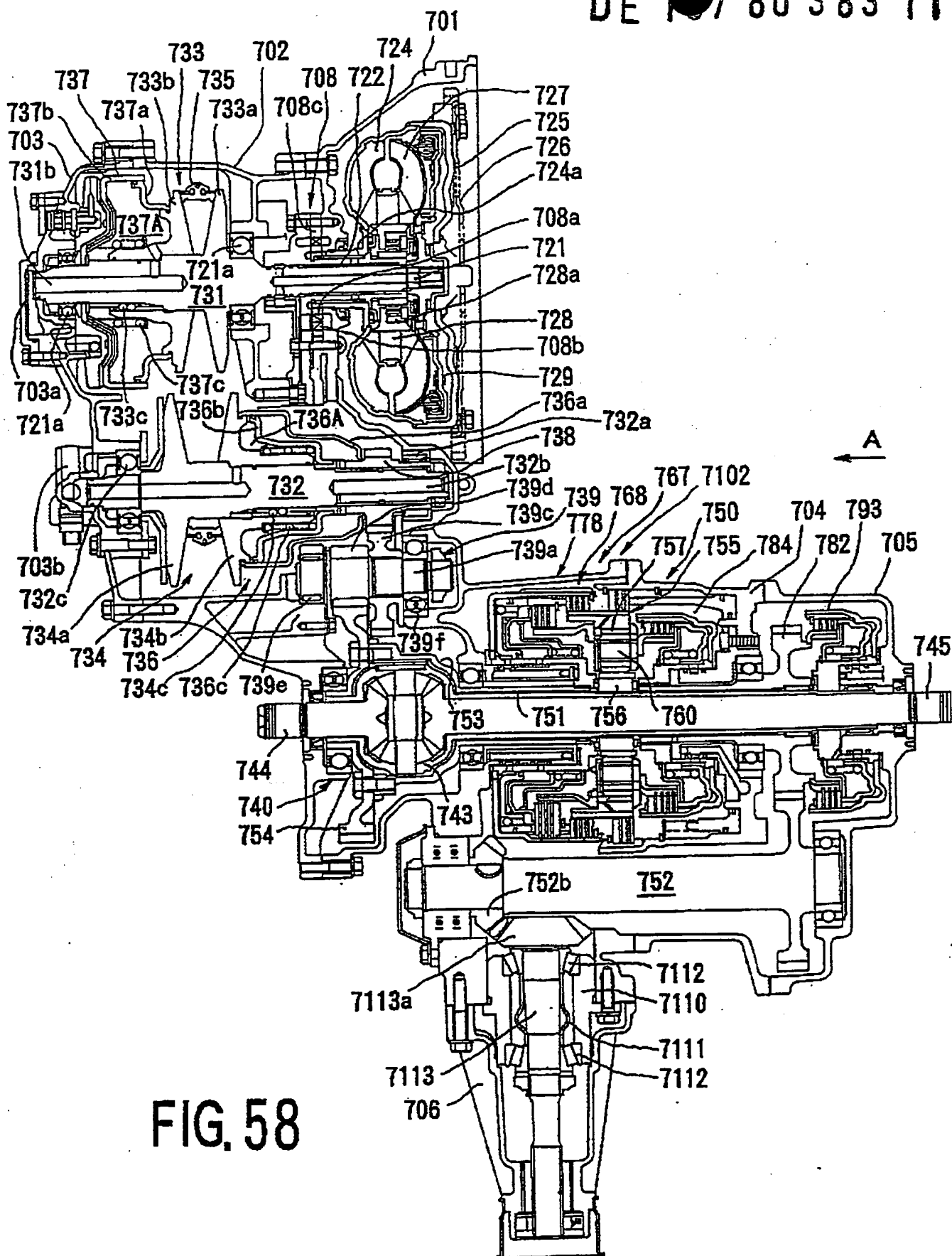
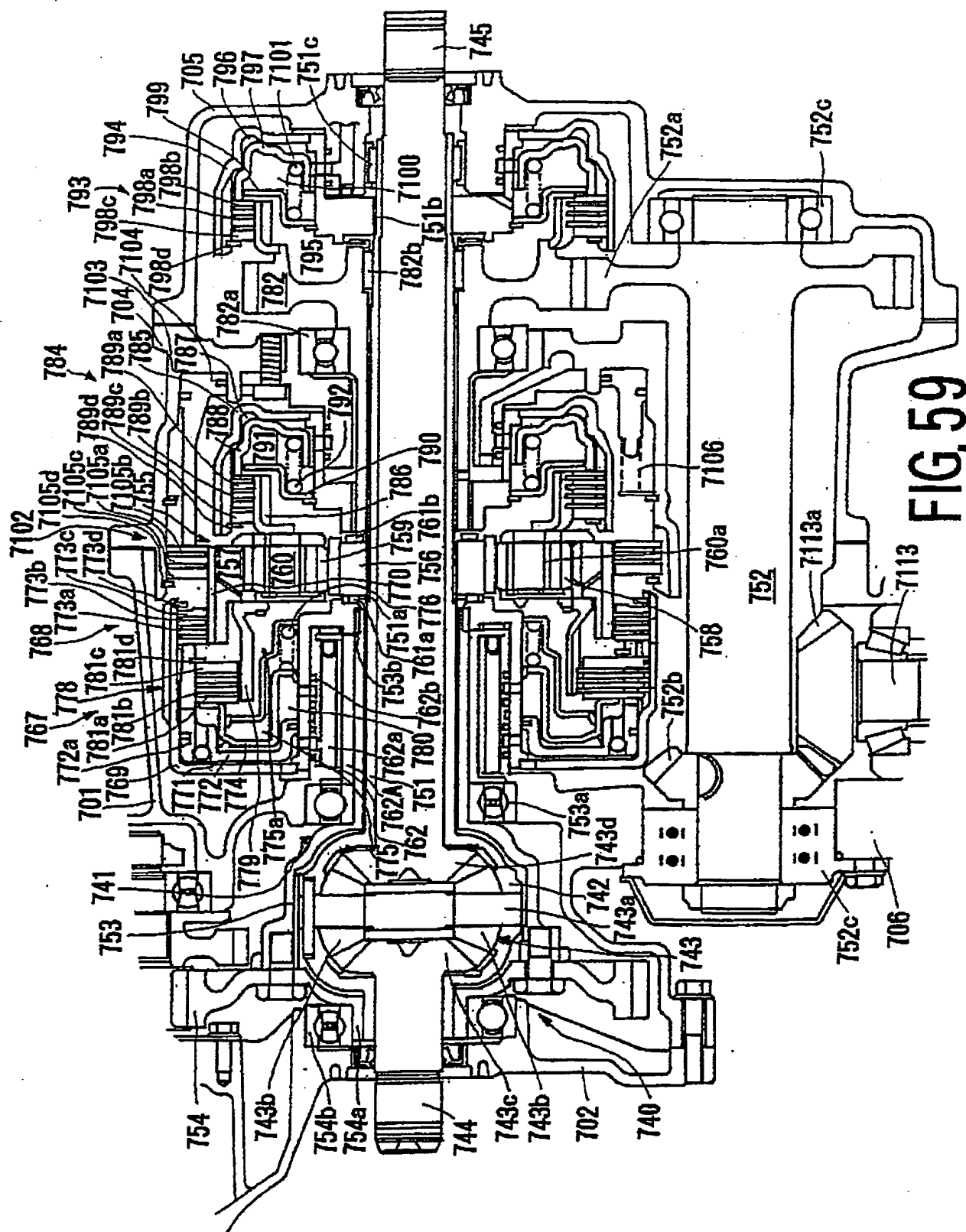


FIG. 58



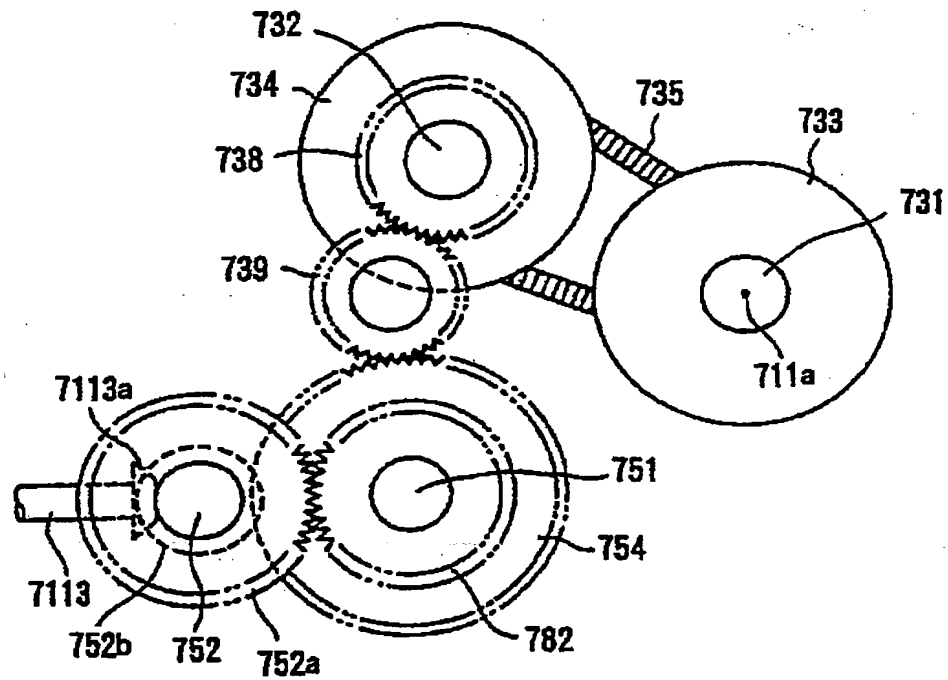


FIG. 60

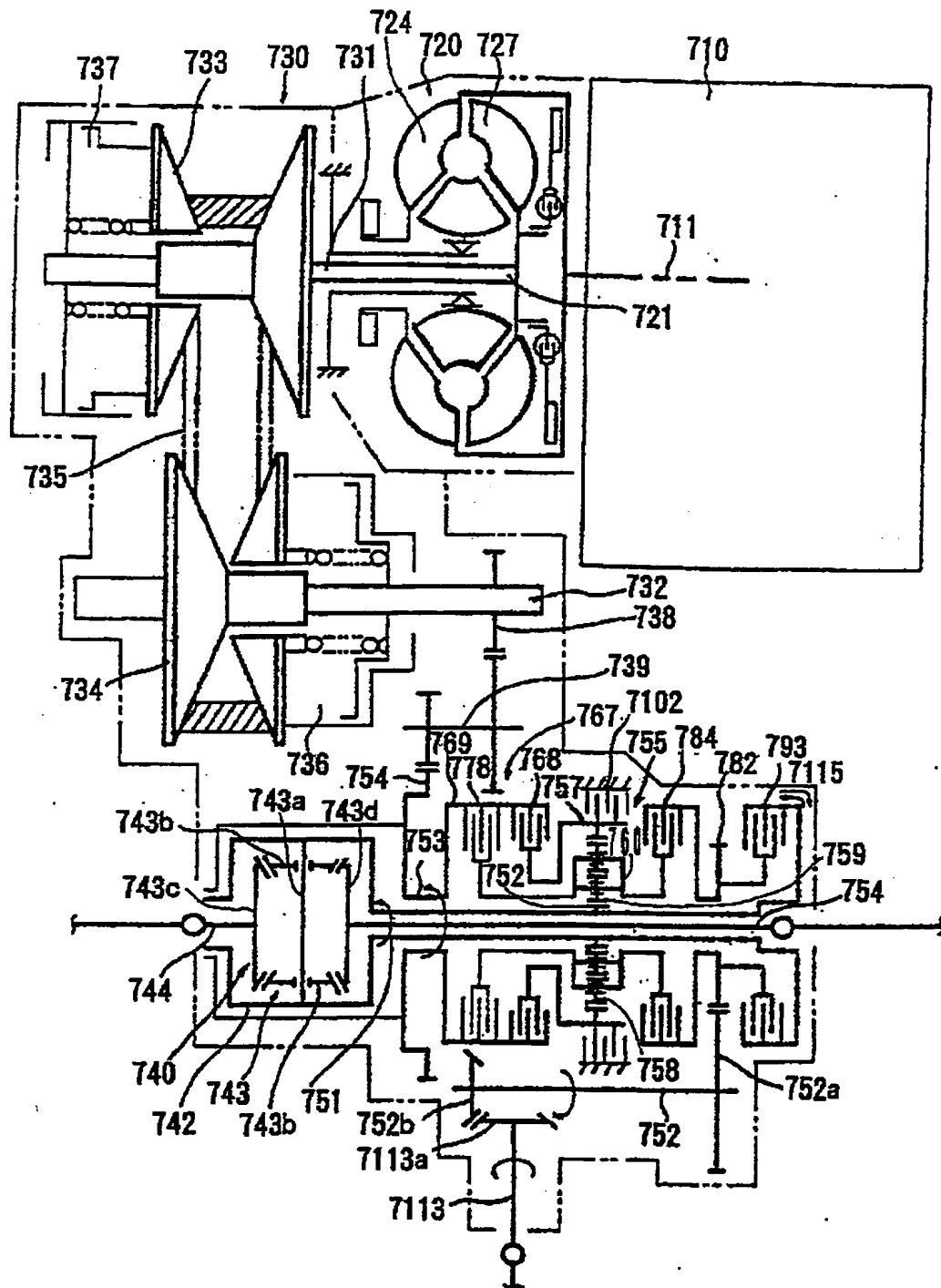


FIG. 61

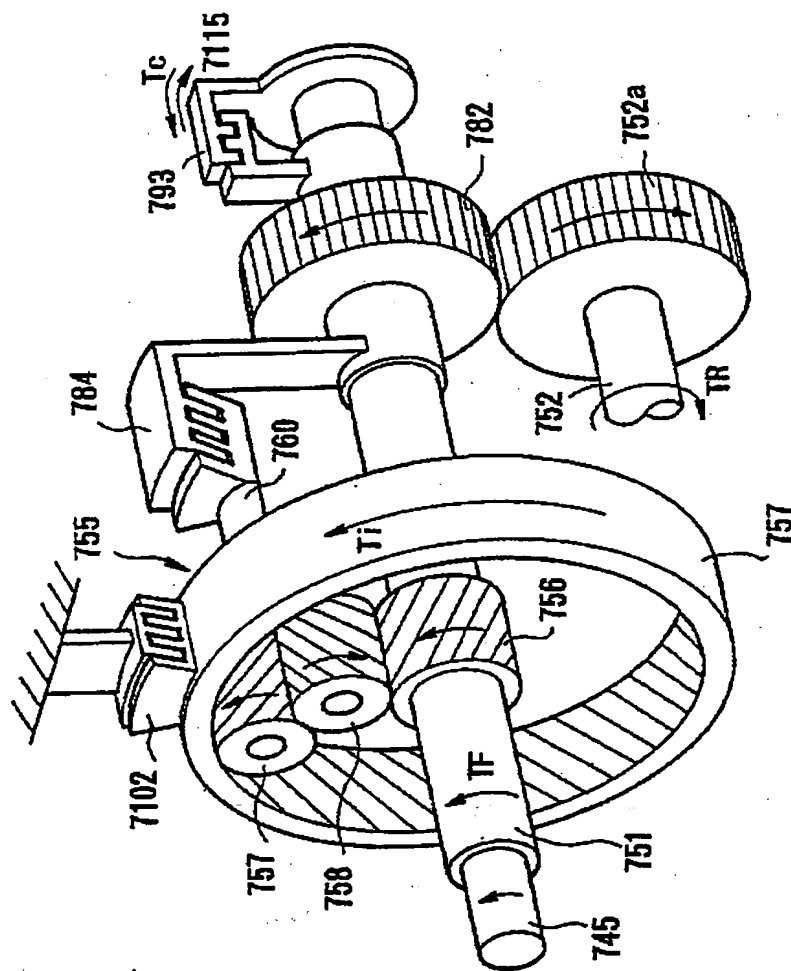


FIG. 62

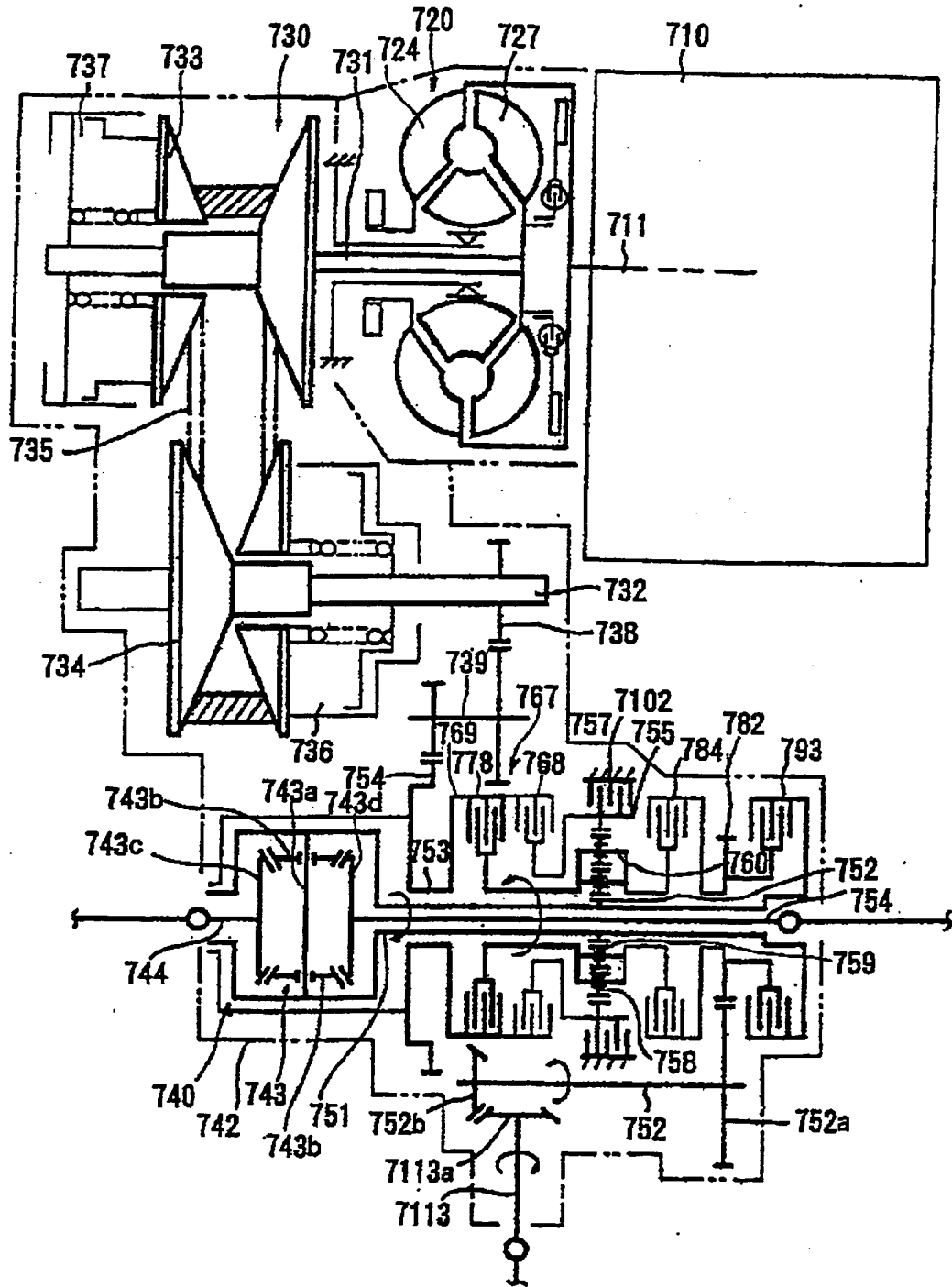


FIG 63

-246-

DE 197 80 383 T1

64/72

	Vorwärtsfahrt- stellung (D)	Rückwärtsfahrt- stellung (R)	Neutralstellung (N) Parkstellung (P)
erste Mehrscheiben- kupplung 768	○		
zweite Mehrscheiben- kupplung 778		○	
dritte Mehrscheiben- kupplung 784	○		
vierte Mehrscheiben- kupplung 793	(○)	○	
fünfte Mehrscheiben- kupplung 7102		○	

FIG. 65

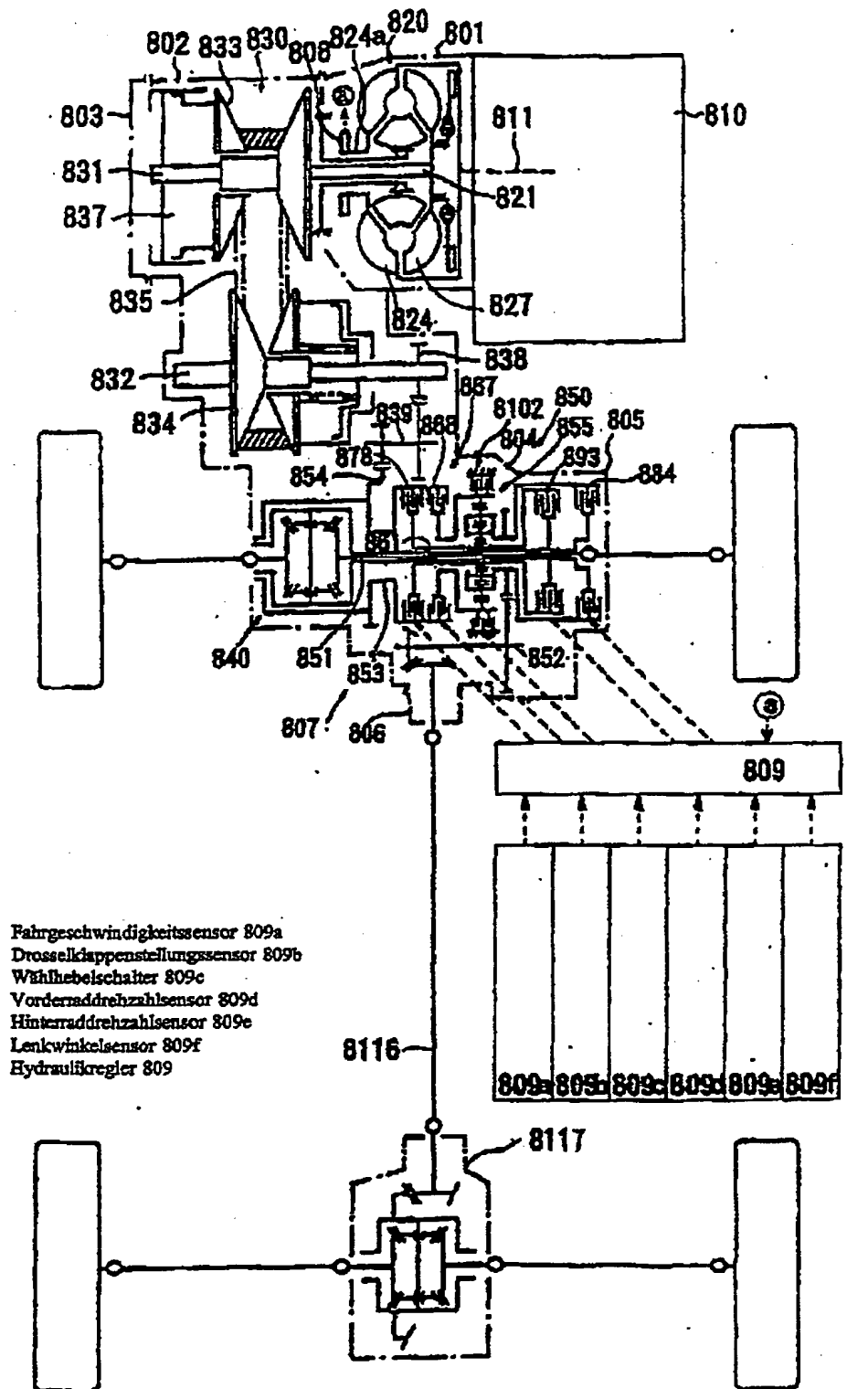
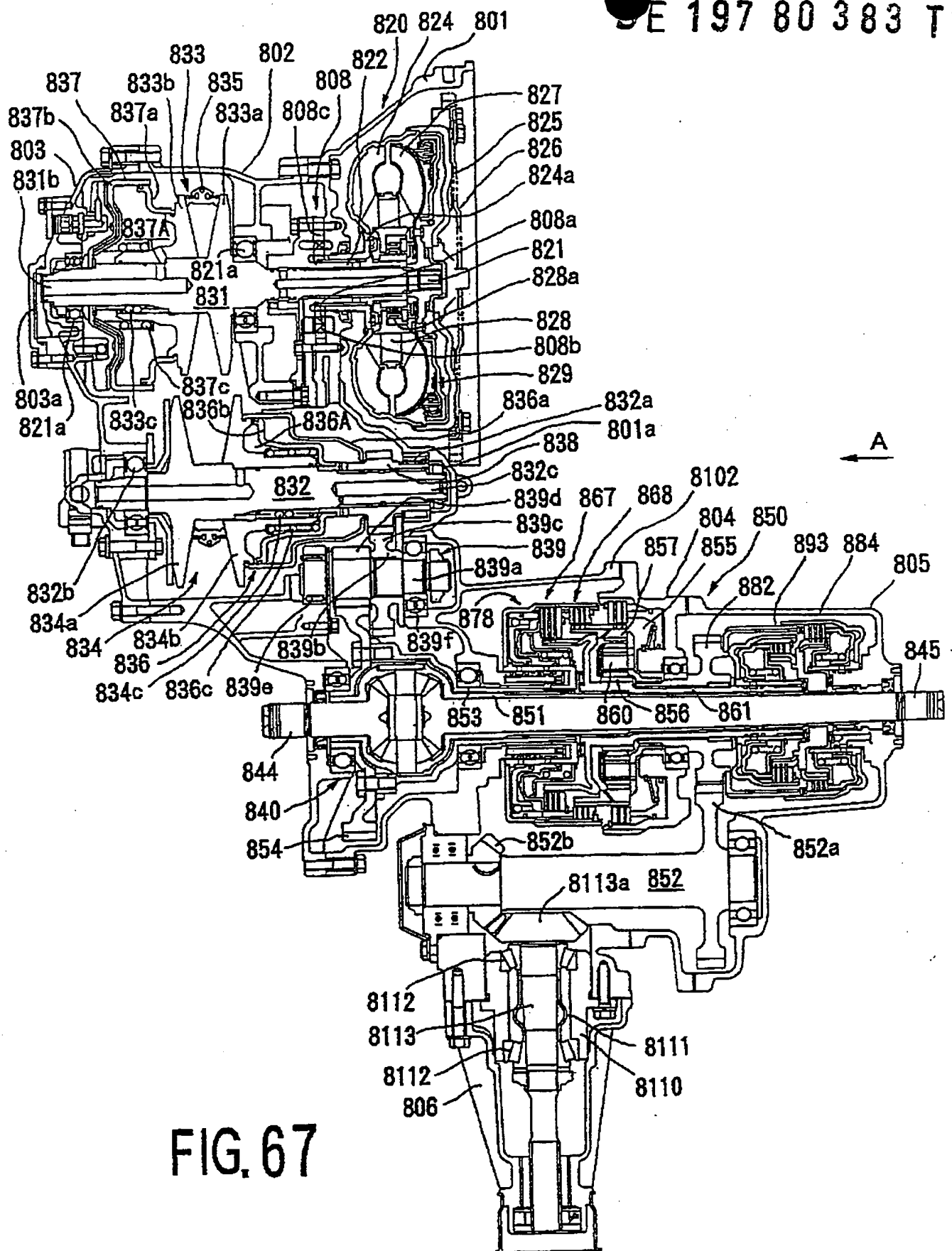


FIG. 66

(ACHTE AUSFÜHRUNG)



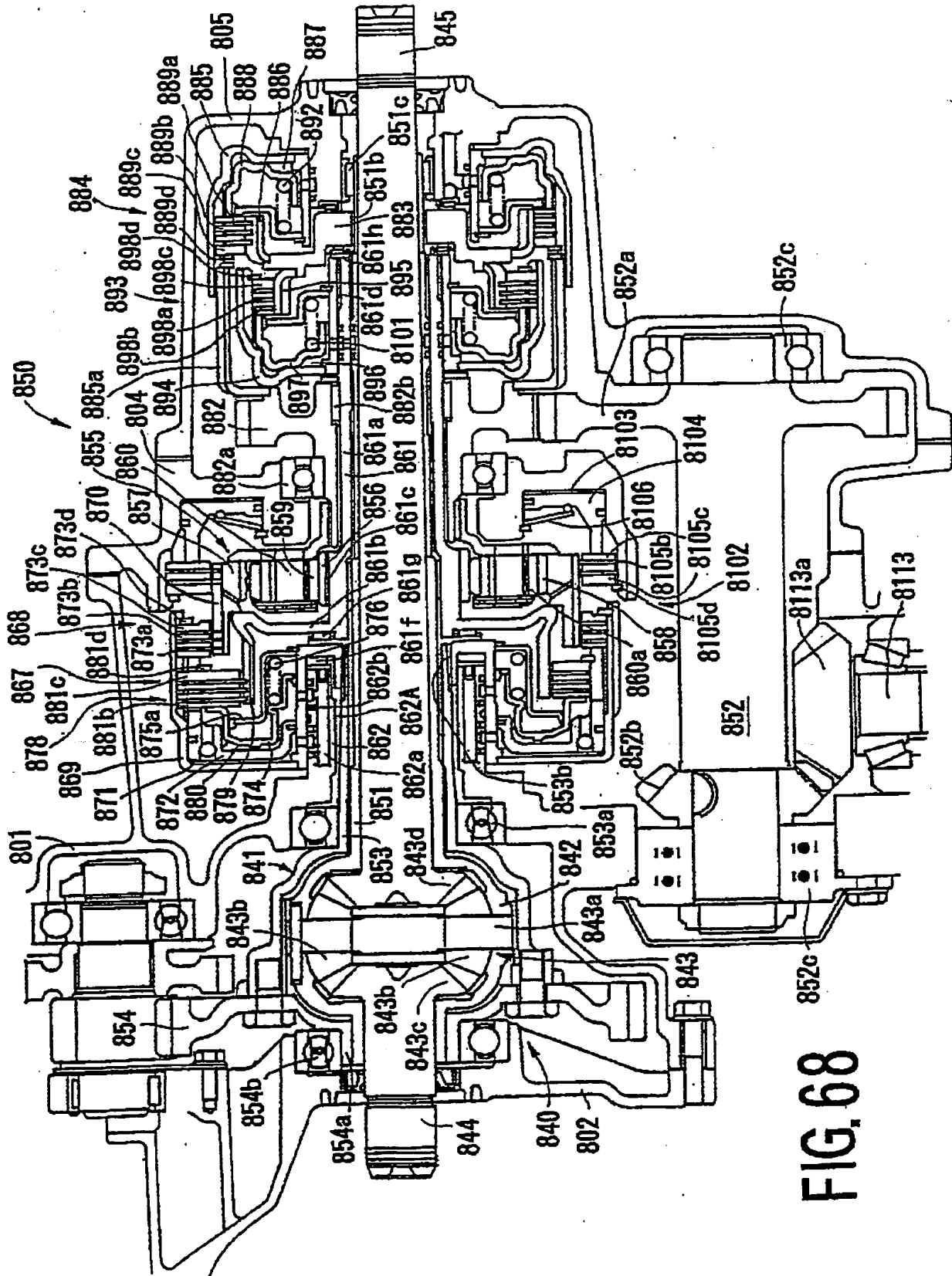


FIG. 68

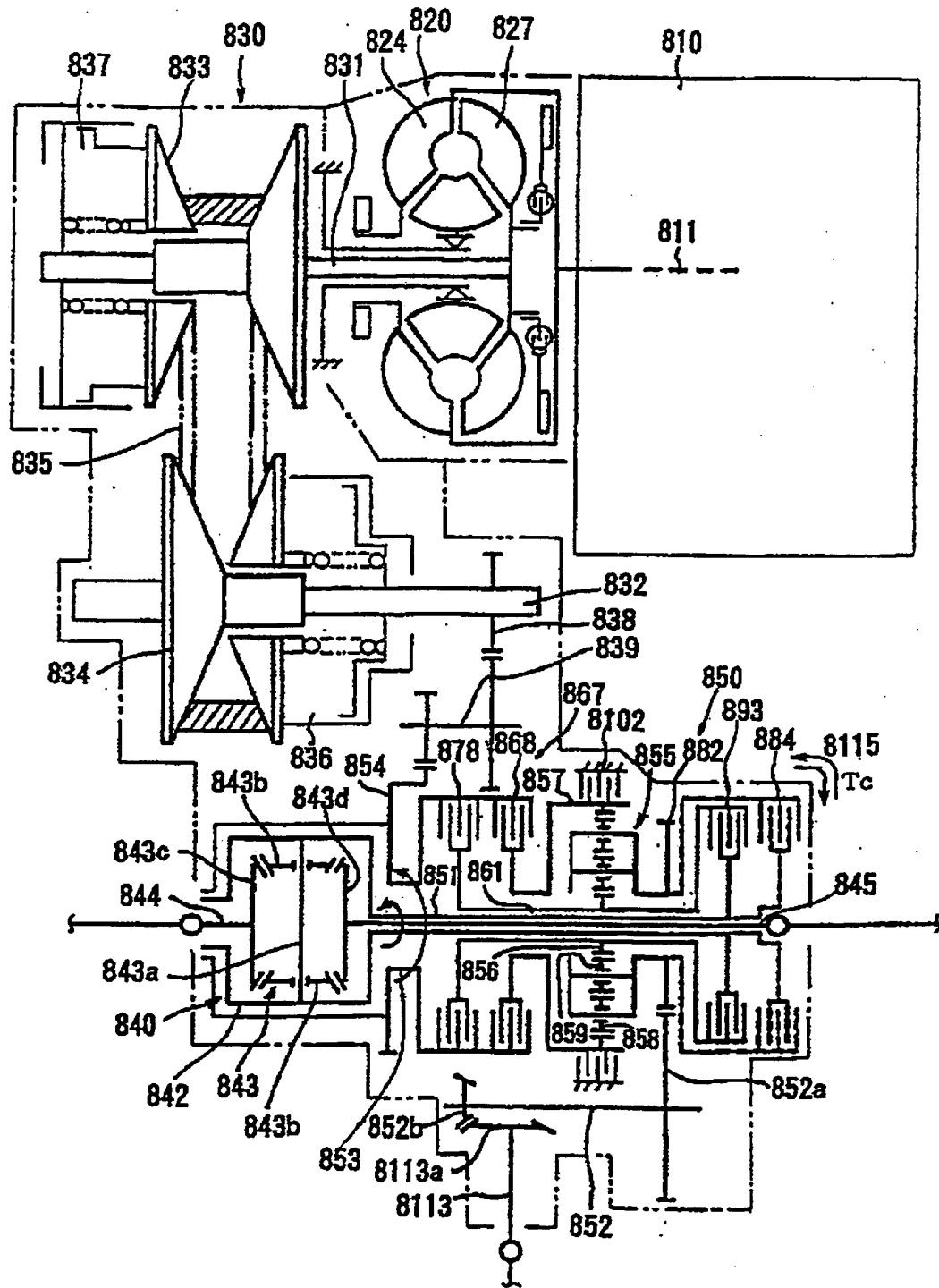


FIG. 69

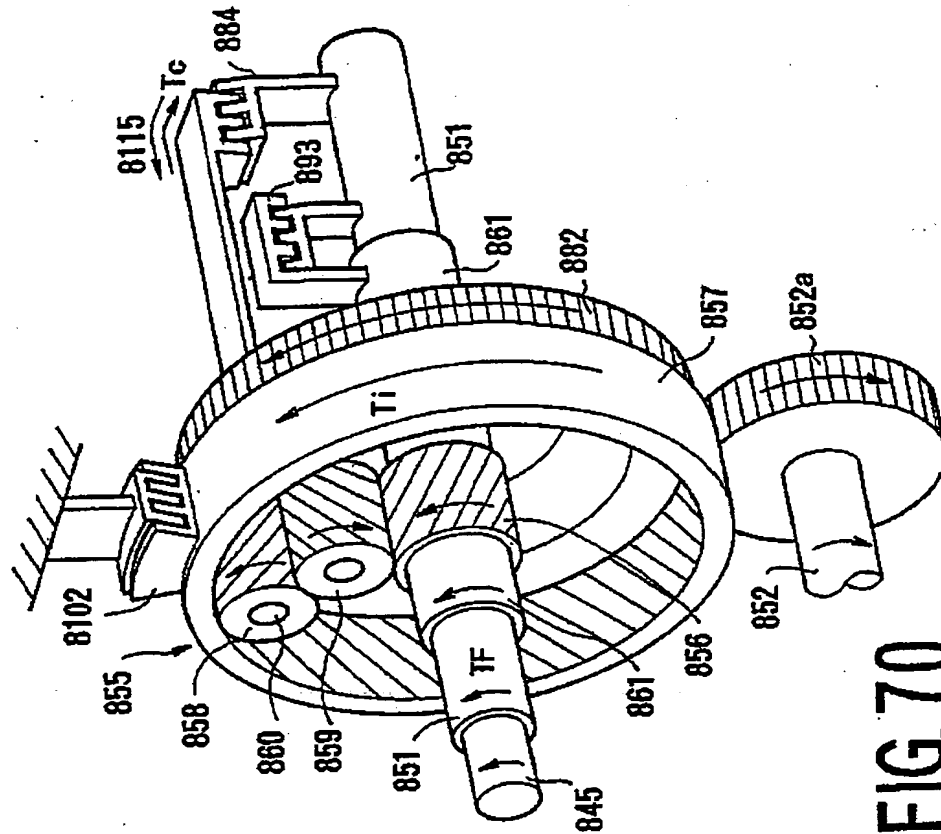


FIG. 70

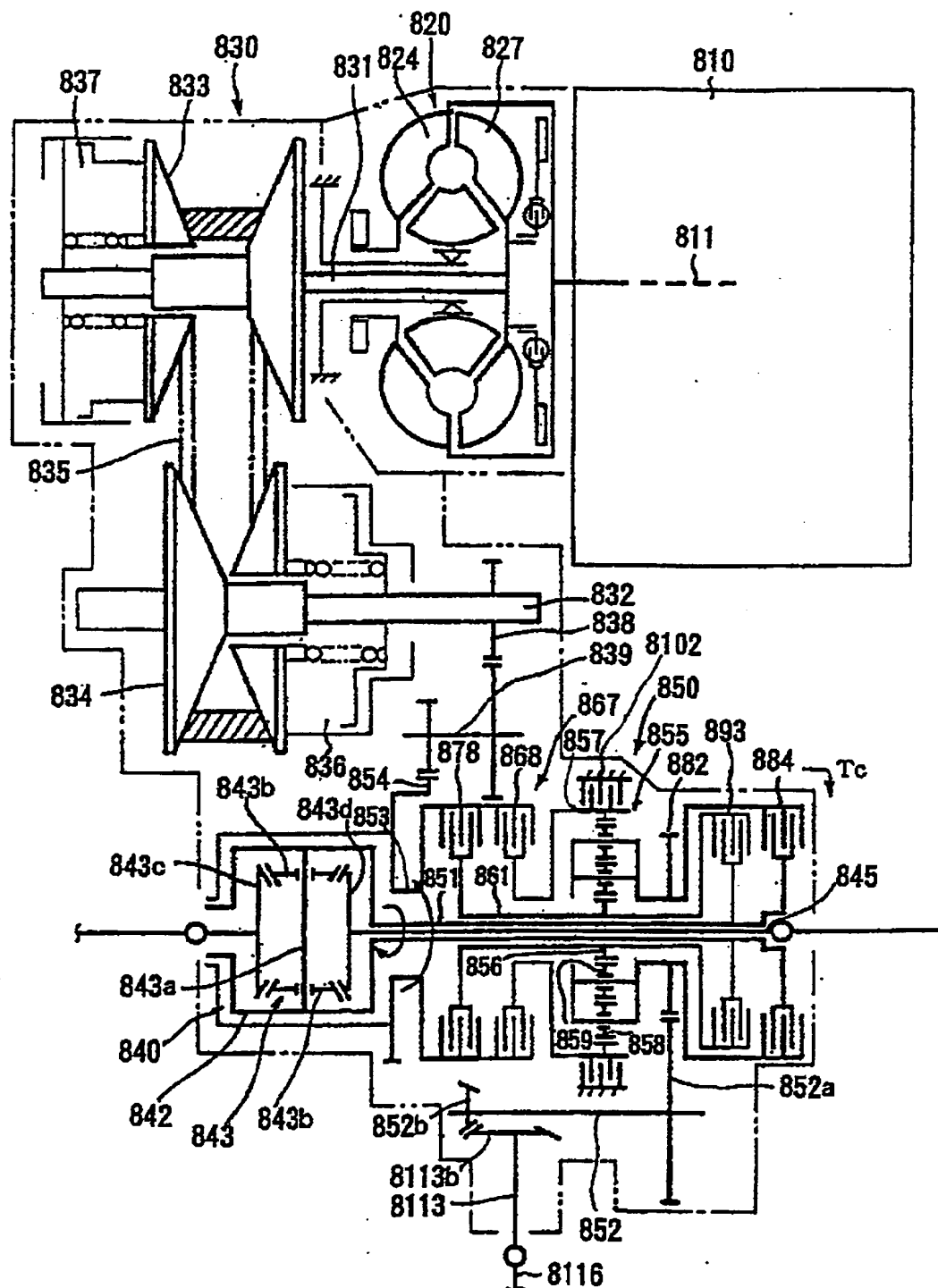


FIG. 71

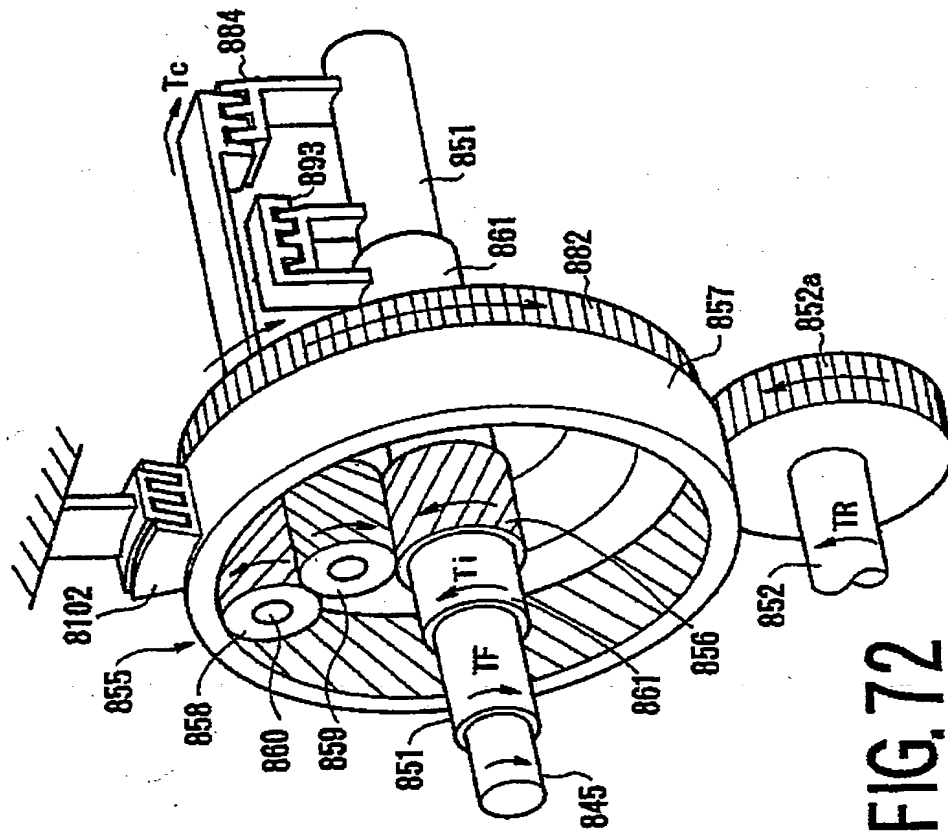


FIG. 72

- 254 -

DE 197 80 383 T1

72/72

	Vorwärtsfahrt- stellung (D)	Rückwärtsfahrt- stellung (R)	Neutralstellung (N) Parkstellung (P)
erste Mehrscheiben- kupplung 868	○		
zweite Mehrscheiben- kupplung 878		○	
dritte Mehrscheiben- kupplung 884	(○)	○	
vierte Mehrscheiben- kupplung 893	○		
fünfte Mehrscheiben- kupplung 8102		○	

FIG. 73